





A. hydr. ii34

Welkner



# LOCOMOTIVE

ihre Constructions-Verhältnisse

H. WELKE

Verlag von H. W. H. Verlag

1881







DIE  
**LOCOMOTIVE.**

---

Grundzüge

für

ihre Constructions-Verhältnisse.

Von

**G. WELKNER,**

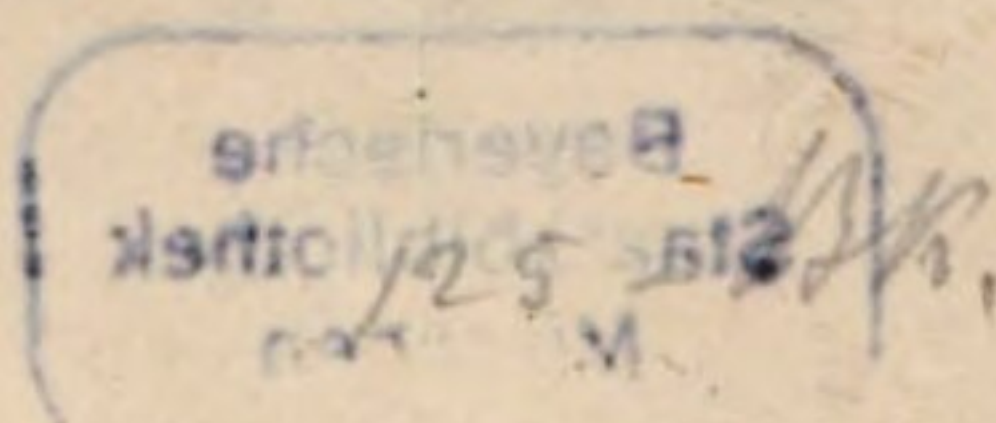
Ober - Maschinenmeister in Göttingen.

Mit 38 in den Text gedruckten Holzschnitten.

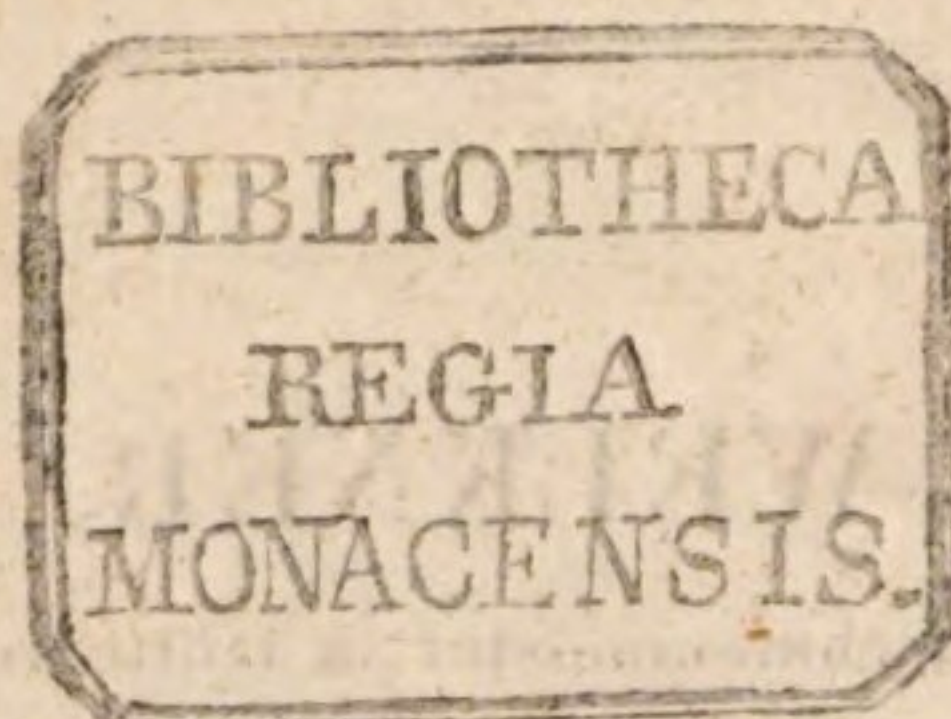
Göttingen.

Vandenhöck & Ruprecht's Verlag.

1859.









## V o r w o r t.

---

Die vorliegende Arbeit über die Constructions-Verhältnisse der Locomotive hat den Zweck, dem praktischen Mechaniker, Eisenbahn-Ingenieur und andern Technikern, welche sich mit dem Wesen der Locomotive bekannt zu machen haben, eine vom praktischen Standpunkte aus entwickelte Theorie der Locomotive zu geben. Der Constructeur wird darin Anhaltspunkte für die Ausführung neuer Construktionen finden, während das übrige technische Publikum dieselben zur Beurtheilung der besondern Verhältnisse der Locomotive, den Zweck und Werth ihrer Construktion und ihrer Leistungsfähigkeit wird benutzen können.

Die gegebenen Resultate sind sämmtlich aus Versuchen, theils eigenen, theils aus andern sichern Quellen herbeigezogenen, entwickelt, und ist damit dem Ganzen eine Unterlage gegeben, die wegen der Uebereinstimmung der Resultate mit der Praxis keinen Zweifel lässt. Die fremden Quellen sind im Texte regelmässig angegeben.



Indem ich dem technischen Publikum die Arbeit übergebe, verhehle ich mir nicht, dass noch manche Fragen zu erörtern bleiben, gebe mich aber der Hoffnung hin, dass sie als Beitrag zu einer praktischen und zugleich wissenschaftlichen Auffassung der Locomotive nachsichtig aufgenommen wird.

Göttingen, im December 1858.

G. Welkner.



# Inhaltsverzeichnis.

|                                                                                                    | Seite |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Erster Theil. Geschichtliche Einleitung . . . . .                                                  | 3     |
| Zweiter Theil. Von den Organen der Locomotive und ihren<br>Funktionen . . . . .                    | 7     |
| Erste Abtheilung. Die Maschine . . . . .                                                           | 7     |
| Erstes Kapitel. Von der Steuerung . . . . .                                                        | 7     |
| 1. Allgemeine Funktion der Steuerung . . . . .                                                     | 7     |
| 2. Verschiedene Arten von Steuerungen . . . . .                                                    | 13    |
| 3. Die variable Expansionssteuerung mit einfachem langen<br>Schieber . . . . .                     | 14    |
| 4. Bedingungen für die Richtigkeit der Coulissen-Steuerung                                         | 17    |
| 5. Berechnung der variablen Expansionssteuerung . . . .                                            | 26    |
| Zweites Kapitel. Von den Eigenschaften des Dampfes und<br>seiner Wirkung in der Maschine . . . . . | 33    |
| 1. Allgemeine Eigenschaften des Dampfes . . . . .                                                  | 33    |
| 2. Indicator Versuche über die Wirkungen des Dampfes<br>in den Cylindern . . . . .                 | 37    |
| 3. Benehmen des Dampfes in den Cylindern . . . . .                                                 | 43    |
| 4. Vom Blasrohr-Widerstande . . . . .                                                              | 59    |
| 5. Von dem Verhältniss der Arbeit des Dampfes . . . .                                              | 62    |
| 6. Von der Messung der Arbeit des Dampfes . . . . .                                                | 66    |
| 7. Vom Wasserverbrauch . . . . .                                                                   | 69    |
| 8. Von der Erhöhung des Nutzeffekts des Dampfes . . .                                              | 71    |
| Zweite Abtheilung. Der Kessel . . . . .                                                            | 73    |
| Erstes Kapitel. Vom Coke-Verbrauch . . . . .                                                       | 73    |
| 1. Wahl des Brennmaterials . . . . .                                                               | 73    |
| 2. Vom Coke-Verbrauch . . . . .                                                                    | 74    |
| Zweites Kapitel. Von den Verhältnissen der Locomotivkessel                                         | 80    |
| 1. Von der Feurungs-Anlage . . . . .                                                               | 80    |
| 2. Von der Grösse der Rostfläche . . . . .                                                         | 85    |
| 3. Von der Grösse der Heizfläche . . . . .                                                         | 86    |
| 4. Sonstige Verhältnisse der Locomotiv-Kessel . . . .                                              | 92    |



|                                                                                                                                    | Seite |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|-------|
| Dritte Abtheilung. Der Wagen . . . . .                                                                                             | 98    |
| Erstes Kapitel. Von der Gewichts-Vertheilung . . . . .                                                                             | 99    |
| Zweites Kapitel. Von den Störungen der Stabilität . . . . .                                                                        | 104   |
| 1. Die inneren Ursachen . . . . .                                                                                                  | 104   |
| 2. Die Gegengewichte und sonstige Bestimmungen . . . . .                                                                           | 109   |
| 3. Die äussern und zufälligen Ursachen . . . . .                                                                                   | 117   |
| Drittes Kapitel. Von dem Arrangement des Wagens . . . . .                                                                          | 120   |
| 1. Personenzug-Locomotiven . . . . .                                                                                               | 120   |
| 2. Güterzug-Locomotiven . . . . .                                                                                                  | 125   |
| Dritter Theil. Von der Kraftentwicklung der Locomotiven und<br>ihren Verhältnissen . . . . .                                       | 132   |
| Erstes Kapitel. Vom Train-Widerstande . . . . .                                                                                    | 132   |
| Zweites Kapitel. Von der Adhäsion . . . . .                                                                                        | 143   |
| Drittes Kapitel. Von der Zugkraft . . . . .                                                                                        | 144   |
| Viertes Kapitel. Von der mechanischen Arbeit der Loco-<br>motiven und ihren allgemeinen Constructions-Verhält-<br>nissen . . . . . | 147   |



# **Die Locomotive.**

Grundzüge für ihre Constructions-Verhältnisse.

---



# Die Locomotive.

Grundsätze für ihre Construction-Verhältnisse.



## Erster Theil.

### Geschichtliche Einleitung.

Locomotiven (Dampfwagen) und mit ihrer Erfindung und Verbesserung die Eisenbahnen, auf denen sie gebraucht werden, haben in einem verhältnissmässig kurzem Zeitraume als Communicationsmittel die ausgedehnteste Verbreitung gefunden.

Obwohl schon im Jahre 1784 der Engländer Murdoch im Verein mit Watt, 1786 der Amerikaner Ol. Evans, 1804 Trevethick in South Wales, 1811 Blenkinshop in Leeds, 1814 Georg Stephenson auf der Killingworth Kohlenbahn und 1825 Hackworth auf der Stockton Darlington Bahn Versuche gemacht hatten, Dampfwagen zu construiren, so war es doch erst im Jahre 1829, als durch ein Concurrenz-Ausschreiben der Liverpool-Manchester Eisenbahn-Gesellschaft veranlasst, die erste wirklich brauchbare Locomotive gebaut wurde. Diese Gesellschaft forderte Maschinen, die bei einem Gewicht von  $10\frac{1}{2}$  Tons incl. Tender fähig waren,  $19\frac{1}{2}$  Tons Ladung auf der horizontalen Bahn mit 10 engl. Meilen\*) Geschwindigkeit in der Stunde zu befördern. Es traten 3 Bewerber auf, nämlich:

Robert Stephenson v. New-Castle mit der Maschine Rocket;  
Timothy Hackworth von Shildon m. d. Masch. Sanspareil;  
Braithwaith u. Ericson von London m. d. Masch. Novelty;  
und es war die Anwendung des von dem Franzosen Séguin erfundenen Röhrenkessels, und des von Hackworth Maschine Sanspareil entlehnten, von Pelletan erfundenen Exhaustors, welche Stephenson's Maschine „Rocket“ befähigten, dass ihr der Preis zuerkannt wurde.

---

\*) 1 Ton = 2240 *℔*. engl. — 1 engl. Meile = 5280 engl. Fuss  
= 0,217 geogr. Meilen. — 1 geogr. Meile = 24335 engl. Fuss.



Die Maschine „Rocket“ hatte einen cylindrischen Kessel von 6' Länge und 3' 4" Durchmesser mit 25 Stück durchgehenden Siederöhren von 3" Weite, Triebräder von 4' 8 $\frac{1}{2}$ " Durchmesser, Dampfzylinder von 8" Durchmesser und 16 $\frac{1}{2}$ " Kolbenhub. Der verbrauchte Dampf strömte zur Anfachung des Feuers durch den Schornstein aus. Bei dem Gewichte von 7 $\frac{1}{2}$  Tons für Maschine und Tender bewegte sie ein Train-Gewicht von 47 $\frac{1}{2}$  Tons mit 13 $\frac{1}{2}$  engl. Meilen Geschwindigkeit pr. Stunde, und es wurde, wie auch bei den andern Preis-Locomotiven, nur die durch die Dampfzylinder überwundene Adhäsion der Triebräder auf den Schienen als Triebkraft benutzt.

Der moderne Locomotivbau beruht nur auf der Verbesserung und Vervollkommnung der bei dieser Maschine zur Anwendung gebrachten Prinzipien, und es waren besonders Stephenson, Hackworth, Trevethick, Bury, Forster, Fenton u. m. A., welche in England die nächsten Fortschritte machten.

Aber mit diesen Fortschritten ging in England und später auch in Deutschland und Frankreich die vermehrte Anlage der Eisenbahnen und damit die gesteigerten Ansprüche an die Leistungen der Locomotiven Hand in Hand. Der „Rocket“ und die ihm nachgebaute Classe von Locomotiven hatten meist nur 4, selten 6 Räder, wovon ein Paar von ca. 5' Durchmesser als Triebräder, die andern von ca. 3' Durchmesser als Laufräder dienten. Die Maschinen waren kurz, leicht und in ihrer Dampf- und Kraftentwicklung schwach gebaut. Während der Rocket nach oben pr. Stunde nur eine Leistung von ca. 650 Meilentonnen auf horizontaler Bahn ausgab, verlangte man Maschinen, die mit grösserer Geschwindigkeit grössere Lasten beförderten, die grössere Kessel, Cylinder und Räder und vermöge eines grössern Gewichts mehr Adhäsion auf den Schienen hatten, die überhaupt einer grössern Kraftentwicklung fähig waren. Augenblicklich sind Locomotiven von 13000 engl. Meilentonnen Kraftentwicklung pr. Stunde, deren Leistungsfähigkeit daher die des „Rocket“ um das 20fache und mehr übersteigt, nicht ungewöhnlich.

Um die kräftigern Maschinen nicht zu zerstörend auf den Bahn-Oberbau einwirken zu lassen, adoptirte man Schienen von grösserem Gewichte, das sich allmähig von 8 Pfd. auf 25 Pfd. pr. laufenden Fuss steigerte, unterstützte und verband dieselben auf solidere und vollkommnere Weise und ermöglichte es dadurch, dass man jedes Rad der Maschine mit einem Gewichte von ca. 6 Tons belasten konnte. Um bei den verlangten grössern Geschwindigkeiten den



Maschinen mehr Sicherheit und einen ruhigeren Gang zu geben, auch die Schienen und den Bahn-Oberbau nicht zu ungünstig zu belasten, dehnte man die Radbasis allmählig aus und baute die Maschinen nur mit 6, in einigen Fällen mit 8 und mehr Rädern.

Wie man Anfangs für den Locomotivbetrieb nur Eisenbahnen ausbaute, die fast horizontal waren oder höchstens Steigungen von  $\frac{1}{100}$  besaßen, und Bahnen mit stärkern Steigungen durch stehende Dampfmaschinen betrieb, so stellte sich allmählig die Nothwendigkeit heraus, auch vorkommende geneigte Ebenen mit bis  $\frac{1}{30}$  Steigung auszubauen und durch Locomotiven zu betreiben. Der wachsende Güter-Vertrieb auf den Eisenbahnen machte Maschinen erforderlich, die grosse Lasten, wenn auch mit kleineren Geschwindigkeiten, fortschafften, während die Anforderungen für den Personen-Verkehr sich besonders auf die Erreichung grosser Geschwindigkeiten richteten, es entstanden Personenzug- und Güterzug-Locomotiven, die in ihren Verhältnissen je nach den Anforderungen des Verkehrs sehr verschiedenartig ausfallen mussten. — Auch konnten bei der Anlage von Eisenbahnen namentlich in gebirgigem Terrain starke Curven von 1000 und weniger Fuss Radius nicht mehr vermieden werden und es wurden namentlich in Amerika Maschinen mit beweglichen Radgestellen gebaut, die bei einem langen Radstande diese Curven mit Sicherheit durchlaufen. In Frankreich erfand Arnoux ein System gegliederter Achsen für Locomotiven und Wagen, womit sich selbst Curven bis zu 100 Fuss Radius befahren liessen. In England dagegen suchte man den Schwierigkeiten, welche sich beim Durchfahren scharfer Curven darboten, durch eine kurze aber sichere Stellung von festen Achsen, zu begegnen, welches System sich auch in Deutschland und Frankreich die meiste Geltung verschafft hat. — Endlich erschien es sowohl für rasch fahrende Personenzüge als besonders für Bahnen mit starken Steigungen in gebirgigem Terrain wünschenswerth, die todte Last im Zuge möglichst zu beschränken, man machte desshalb den besondern Tender der Locomotive dadurch entbehrlich, dass man dem Verproviantirungs-Materiale auf der Maschine selbst einen Platz anwies, man baute in Deutschland für die Semmeringbahn und in England sogen. Tender-Locomotiven, denen man ihrem Zwecke nach auch den Namen „Gebirgs-Locomotiven“ beilegen kann.

Auf solche Weise sind seit dem Jahre 1829 durch das Bedürfniss verschiedene Locomotiv-Constructionen entstan-



den, die je nach den auf verschiedenen Bahnlinien zu erreichenden Zwecken variiren und durch das Geltendmachen der Ansichten der Constructeure noch mannichfaltiger geworden sind. Sie unterscheiden sich ihrem Zwecke nach nur in Personenzug- und Güterzug-Maschinen, ihrer Construction nach sind sie durch inwendig oder auswendig, horizontal oder geneigt liegende Dampfcyylinder, gekuppelte oder ungekuppelte Triebräder, kurzen oder langen Dampfkessel, durch ihren kürzern oder längern Radstand, die Anzahl der Achsen, bewegliche Radgestelle, und endlich durch die Art ihrer Steuerung, Rad- und Federstellung wesentlich von einander verschieden.

So verschiedenartig indess auch immerhin die Construction der Locomotiven ausgefallen sein mag, so sind es doch dieselben Prinzipien, welche den Constructeur leiten müssen, sofern mit der Maschine der vorgeschriebene Zweck mit dem grösstmöglichen Grade von Sicherheit und Oekonomie erreicht werden soll. Die Grundzüge der Prinzipien darzustellen, welche den Organismus der Locomotive bedingen, ist die Aufgabe der nachfolgenden Abhandlung. Bei ihrer Abfassung ist die Construction und allgemeine Disposition der Locomotive als bekannt vorausgesetzt.



## **Zweiter Theil.**

### **Von den Organen der Locomotive und ihren Funktionen.**

Jede Locomotive (Dampfwagen) besteht zunächst aus 2 Haupttheilen, dem Kessel, als dem Quell der Dampfkraft, und dem Wagen, welcher diese Dampfkraft unmittelbar für Eisenbahnzwecke verfügbar macht; ein 3. Haupttheil der Locomotive ist der Mechanismus, welcher Kessel und Wagen verbindet — die Maschine. Die 3 Elemente der Locomotive: Kessel, Wagen und Maschine, so verschieden jedes einzelne sowohl, als ihre Vereinigung zur Locomotive auch immerhin sein mögen, sind nach bestimmten Prinzipien anzuordnen und sollen zunächst getrennt aufgefasst und untersucht werden.

Zunächst soll die Maschine näher betrachtet werden.

#### **Erste Abtheilung.**

#### **Die Maschine.**

##### **Erstes Kapitel. Von der Steuerung.**

###### **1. Allgemeine Funktion der Steuerung.**

Der aus dem Kessel ausströmende Dampf wirkt auf die Räder des Dampfwagens durch die Maschine. Ihr Mechanismus hat als Hauptorgane: die Dampfcyylinder mit den Dampfkolben und Dampfschiebern, sie nehmen den Dampf aus dem Kessel auf, vertheilen ihn nach beiden Kolbenflächen so, dass er die Kolben zu einer hin und her gehenden Bewegung veranlasst, welche wiederum durch die Pläulstangen auf die Räder übertragen, hier eine rotirende und somit fortschreitende Bewegung bewirkt. Die Dampfkolben mit



den Pläulstangen und den an der Triebachse befindlichen Krummzapfen einerseits, und die Dampfschieber mit dem von derselben Triebachse aus bewegten Dampfvertheilungs-Mechanismus, der Steuerung, andererseits sind die Organe, deren Aufgabe es ist, die Mittel zur Erreichung einer gewissen verlangten Arbeit zu geben, und hierbei für die Einheit der Leistung das geringste in Dampf verwandelte Quantum Wasser oder was dasselbe sagt, das geringste Quantum Brennmaterial zu verbrauchen.

Die Funktionen der Dampfschieber mit der Steuerung sind in der That das Wesen des Ganzen, sie lassen den Dampf direkt und durch Expansion auf die Kolben wirken und befreien dieselben wieder von dem gewirkt habenden Dampfe. Die Bewegungen der Kolben und Schieber stehen in einem bestimmten Zusammenhange, welcher sich durch die gleichförmige Winkelgeschwindigkeit der Kurbeln und der Excentriks findet, so dass sie nach jeder vollständigen Umdrehung des Triebrades wiederkehren. Man braucht daher die Funktionen des Bewegungs-Mechanismus nur für einen Umgang des Triebrades zu analysiren, um vollständigen Aufschluss darüber zu erlangen, und da die Konstruktion für beide Seiten der Maschine identisch ist, braucht man die Untersuchung nur für eine Seite oder einen Cylinder zu führen.

Die Winkelbewegung des Krummzapfens bedingt zunächst für den Kolben, dass dessen Bewegung sich von den Enden seines Hubes nach der Mitte zu von 0 auf die Geschwindigkeit des Krummzapfens selbst beschleunigt. Wäre dabei die Pläulstange unendlich lang, so würden die für den Kolben auf beiden Seiten der Cylinder-Mitte stattfindenden Beschleunigungen gleich sein. Die Beschränktheit der Länge der Pläulstange bewirkt es aber, dass der halben Umdrehung des Krummzapfens in der vordern Cylinderhälfte ein grösserer Weg entspricht, als in der hintern der Kurbel zunächst liegenden Cylinderhälfte, oder es gebraucht für gleiche Wege von der Cylindermitte aus der Kolben in der vordern Cylinderhälfte weniger Zeit als in der hintern.

Je kürzer die Pläulstange, desto unsymmetrischer wird die Kolbenbewegung; beträgt z. B. das Verhältniss zwischen Kurbel und Pläulstangen-Länge 1 : 6, so schliesst die Kurbel, wenn der Kolben auf der Mitte des Cylinders steht, mit der Horizontalen Winkel von  $84^{\circ}$  und  $96^{\circ}$  ein, so dass sich die durchschnittlichen Geschwindigkeiten des Kolbens in der vordern und hintern Cylinderhälfte wie 8 : 7 verhalten; theilt man den Kolbenhub in 3 gleiche Theile, so betragen



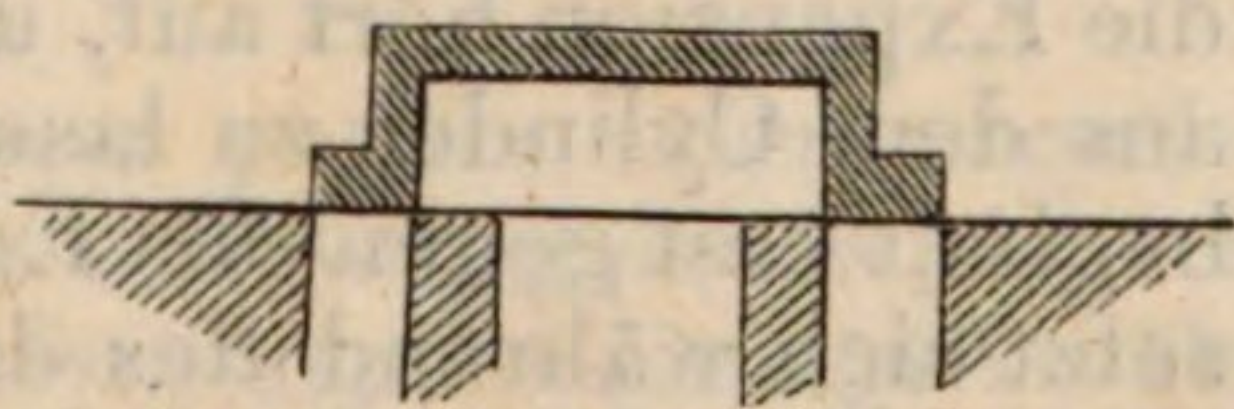
für dieselbe Pläulstangenlänge die entsprechenden, von der Kurbel zurückgelegten Winkel  $64^\circ$ ,  $41^\circ$  und  $75^\circ$ , oder die mittleren Geschwindigkeiten, mit denen sich der Kolben von vorn nach hinten in den aufeinanderfolgenden Drittheilen seines Hubes bewegt, verhalten sich wie 6:9:5.

Die gradlinichte ebenfalls nach der Mitte zu beschleunigte Bewegung des Schiebers wird gleichfalls durch die Winkelbewegung der beiden Excentriks, die Winkelstellung der beiden Excentrikstangen gegen ihren Angriffspunkt und gegen einander und durch die Winkelbewegung der übrigen Verbindungstheile der Steuerung alterirt, die Ungleichförmigkeit der Schieberbewegung ist aber nicht so bedeutend als die der Kolbenbewegung, weil in der Regel die Excentrikstangen gegen ihren Hub bedeutend länger sind; im Allgemeinen kann man sogar die zu beiden Seiten des Mittels liegenden Hublängen des Schiebers als gleichen Umdrehungswinkeln des Excentriks entsprechend, ansehen, und hat ganz abgesehen von der Ungleichförmigkeit der Schieberbewegung selbst, den Steuerungs-Mechanismus nur so einzurichten, dass die gleichförmige Dampfvertheilung auf beide Seiten des sich ungleichförmig bewegenden Kolben möglichst erreicht wird.

Vorläufig soll von dem Einfluss des Steuerungs-Mechanismus ganz Umgang genommen, und ein Schieber betrachtet werden, der durch ein einzelnes Excentrik mit langer Excentrikstange symmetrisch bewegt wird, auch soll angenommen werden, dass die Pläulstange gegen die Kurbel sehr lang, der schädliche Einfluss dieses Längenverhältnisses also verschwindend klein sei.

Ein Schieberventil muss mindestens lang genug sein, dass es die beiden aus dem Schieberkasten nach dem Cylinder führenden Dampfkanäle gleichzeitig decken kann. Ein solcher Schieber, wie Fig. 1. dargestellt, würde durch ein Excentrik bewegt werden müssen, das mit der Kurbel im rechten Winkel steht, so dass die gezeichnete Lage der Stellung des Kolbens am Ende des Hubes zugehört. Er würde auf jede Kolbenseite während  $\frac{1}{2}$  Umdrehung der Kurbel den Dampf wirken lassen, während er in der andern Hälfte den Kolben von dem gewirkt habenden Dampfe befreit. Für Hochdruck-Dampfmaschinen im Allgemeinen will man aber die expansive Wirkung des Dampfes ausnutzen, und ausserdem will man bei Locomotiven eine grosse Kolbengeschwindigkeit entwickeln, beide Zwecke sind durch

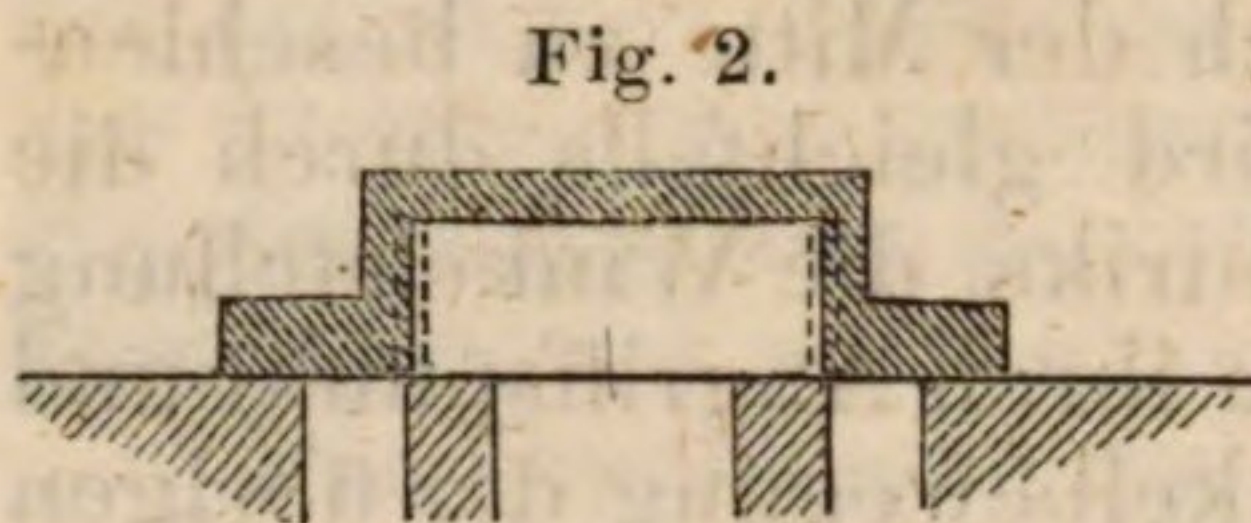
Fig. 1.





einen solchen kurzen Schieber nicht zu erreichen. Die dem kurzen Schieber anhängenden Nachtheile werden aber durch einen langen Schieber, der die Dampfkanäle des Cylinders auf beiden Seiten überragt, fast vollständig beseitigt.

Ein langer Schieber, der, wie in Fig. 2. dargestellt, wenn er auf die Mitte gestellt



ist, die Dampfkanäle auf beiden Seiten um eine namhafte Länge überdeckt, erfordert, dass er durch ein Excentrik bewegt wird, welches über die rechtwinklige Stellung gegen die Kurbel hinaus dieser noch um so viel voreilt, dass der Schieber den Dampfkanal bereits öffnet, wenn der Kolben am Ende seines Hubes angelangt ist, um einen neuen Hub zu beginnen und dass der ganze Hub des Schiebers grösser ist, als die doppelte Ueberdeckung desselben. Die innere Weite des Schiebers muss dabei von der innern Entfernung der beiden Dampfkanäle nicht erheblich abweichen und in jedem Falle weit genug sein, um den gewirkt habenden Dampf frei auszulassen. Durch die äussere Oeffnung des Schiebers noch vor Beginn des Kolbenhubes wird die aufs Neue beginnende Kolbenbewegung eingeleitet, indem der Dampf durch die grössere sich ihm nach dem Cylinder zu darbietende Oeffnung geschickter gemacht wird, gleich zu Anfang der Bewegung kraftvoll auf den Kolben zu wirken. Während alsdann der Kolben seinen Hingang macht, muss der Schieber, weil er von seiner mittleren Stellung aus schon einen beträchtlichen Weg voraus hatte, den Dampfzufluss in den Cylinder auch wiederum früher unterbrechen, als bis der Kolbenhub beendet ist; der damit im Cylinder eingeschlossene Dampf wirkt von diesem Punkte ab durch Expansion. Aber noch vor Beendigung dieses Kolbenhubes wird durch die innere Oeffnung des Schiebers der Dampfkanal wieder geöffnet, die Expansion hört auf, um den verbrauchten Dampf wieder aus dem Cylinder zu lassen. Diese Wirkung des Schiebers beginnt erst gegen das Ende des Hingangs des Kolbens und setzt sich während des darauf folgenden Zurückgangs desselben für dieselbe Kolbenseite fort, bis gegen das Ende dieses Rücklaufs zu auch die innere Oeffnung des Schiebers wieder abgesperrt wird, um den Rest des noch im Cylinder verbliebenen verbrauchten Dampfes einzuschliessen. Wie nun die innere Höhlung des Schiebers durch ihre Combination mit der äussern Ueberdeckung und dem Schieberhube dazu dient, den Kolben von dem gewirkt habenden Dampfe schon früher zu befreien, als die neue Wirkung des



Dampfes auf der andern Kolbenseite beginnt, so wird andererseits für den Rücklauf des Kolbens durch die Fortsetzung des Ausblasens und das Einschliessen des letzten Restes verbrauchten Dampfes eine Zusammendrückung desselben und damit ein Rückdruck auf den Kolben veranlasst.

Verfolgt man die Wirkung des langen Schiebers in Bezug auf dieselbe Kolbenfläche während einer Umdrehung des Triebrades, so ist dieselbe aufeinander folgend:

1. die Admission des Dampfes aus dem Kessel in den Cylinder;
2. die Expansion dieses Dampfolumens;
3. das Ausblasen desselben durch den Exhauster oder die Exhaustion, und
4. die Zusammendrückung des in dem Cylinder zurückgebliebenen Dampfes, oder die Compression.

Zur entsprechenden Vertheilung dieser Wirkungsperioden auf die ganze Umdrehung sind die in Betracht kommenden Elemente des Schiebers:

1. die halbe Länge des Schiebers, welche gleich ist der halben äussern Entfernung der Dampfkanäle plus der äussern Ueberdeckung;
2. der halbe Hub des Schiebers, welcher gleich ist der äussern Ueberdeckung plus der grössten Oeffnung des Dampfkanals;
3. die lineare Voreilung des Schiebers, welche gleich ist der Ueberdeckung plus der Oeffnung beim Beginn des Kolbenhubes.

Die lineare Voreilung dividirt durch den halben Schieberhub giebt den Sinus des Voreilungswinkels für das Excentrik.

4. Die innere Ueberdeckung des Schiebers, welche gleich ist der halben Differenz zwischen der inneren Entfernung der Dampfkanäle und der Weite der Exhausteroeffnung im Schieber.

Die innere Ueberdeckung kann positiv oder negativ sein, je nachdem die Weite der innern Höhlung des Schiebers kleiner oder grösser ist als die Entfernung der Dampfkanäle am Cylinder. (Die negative Ueberdeckung könnte richtiger mit innerer Freimachung bezeichnet werden.) Es wird sich übrigens im Folgenden zeigen, dass der Einfluss der  $\pm$  innern Ueberdeckung innerhalb gewisser Grenzen nur secundärer Art ist.

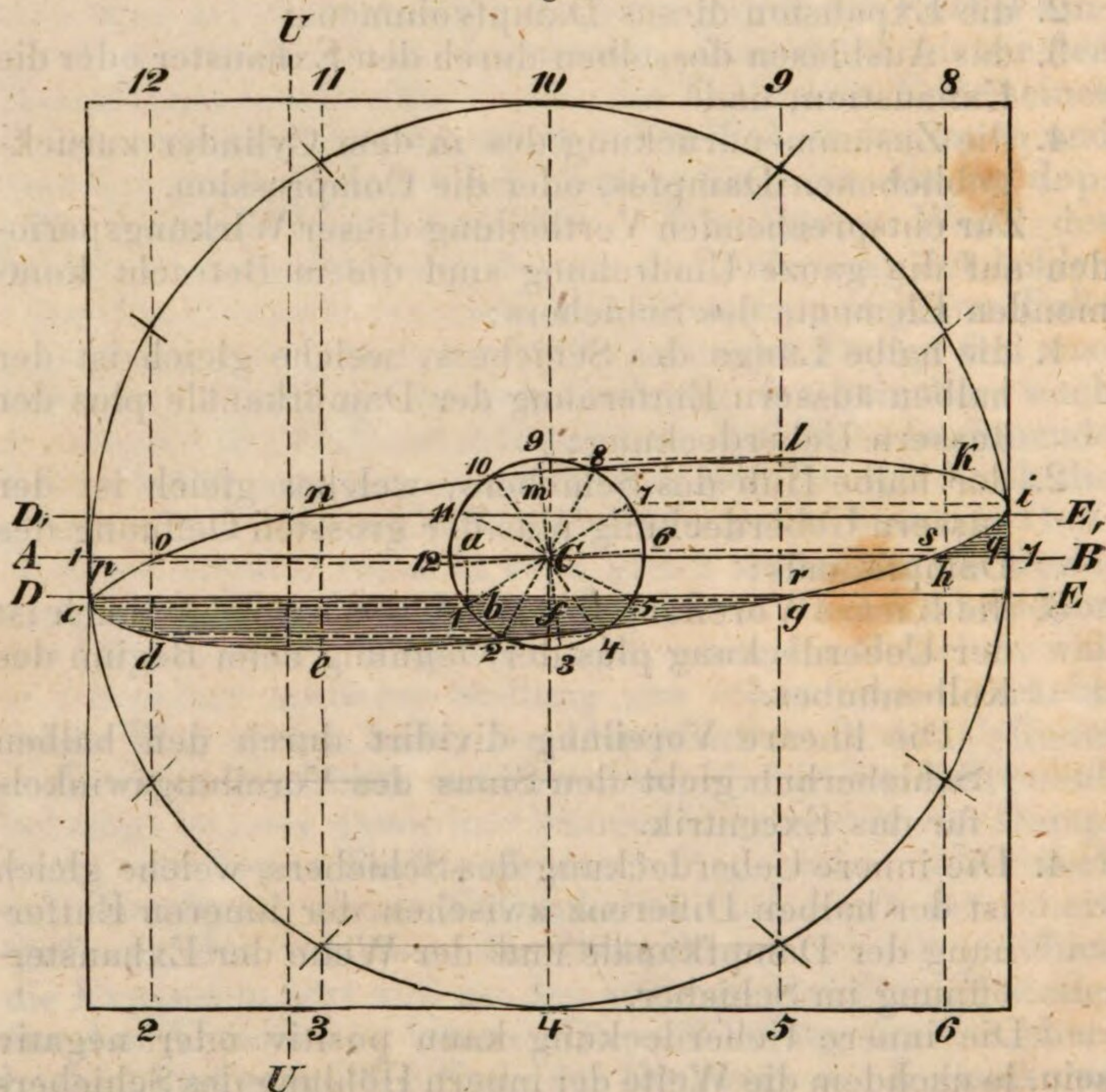
Von der Relation zwischen Kolben- und Schieber-Bewegung giebt Fig. 3. ein geometrisches Bild. Die Figur ist in  $\frac{1}{8}$  der wirklichen Grösse



|                                              |                    |
|----------------------------------------------|--------------------|
| für einen Kolbenhub von                      | = 24 Zoll,         |
| „ „ ganzen Schieberhub                       | = 5 „              |
| „ eine äussere Ueberdeckung                  | = 1 „              |
| „ „ Oeffnung beim Beginn<br>des Kolbenlaufes | = $\frac{3}{8}$ „  |
| „ „ lineare Voreilung                        | = $1\frac{3}{8}$ „ |
| „ „ innere Ueberdeckung                      | = 0 „              |
| „ „ innere Voreilung                         | = $1\frac{3}{8}$ „ |

gezeichnet.

Fig. 3.



Der Durchmesser AB des grössern Kreises ist der Kolbenhub, Cb ist der Radius des Excentriks. Macht man  $ab =$  der lineären Voreilung, so correspondirt der Punkt b des Excentrikkreises mit dem Punkte A1 des Kurbelkreises. Von diesen Anfangspunkten aus beide Kreise in 12 gleiche Theile getheilt, ergeben die in den Theilpunkten errichteten zusammengehörenden Ordinaten die Begrenzungspunkte der Bewegungscurve c d e f g h i k l m n o des Schiebers, welche die grösste Oeffnung des Schiebers bei



UU nachweist. Zieht man noch die Horizontale DE, wo AD gleich der äussern Ueberdeckung ist, so geben die abgeschnittenen Flächen der Bewegungscurve ein geometrisches Bild von der Vertheilung des Dampfs auf den Kolben durch den Schieber.

Zuerst wird der Dampf der Fläche p c d e f r entsprechend eingelassen, der Schieber schneidet hier ab und der eingeschlossene Dampf expandirt während des Kolbenweges rs. Bei s steht der Schieber auf der Mitte des Hubes und da die innere Ueberdeckung = 0 angenommen ist, so beginnt hier noch während der Periode des Hingangs des Kolbens das Ausblasen des Dampfes, entsprechend der Fläche s B 7 i. Beim Rücklauf des Kolbens wird der Prozess des Ausblasens der Fläche s o c d e f g entsprechend fortgesetzt, bis der Schieber wiederum auf der Mitte ankommt und das Dampfquantum o A 1 c einschliesst, welches vor dem Kolben so lange zusammengedrückt wird, bis der Schieber vermöge seiner Oeffnung am Ende des Kolbenlaufs, hier =  $\frac{3}{8}$ ", den Dampfkanal um die kleine Dreiecksfläche bei p wieder freimacht. Für das andere Schieberende und die zugehörnde Kolbenfläche ist D<sub>1</sub> E<sub>1</sub> die Dampflinie.

## 2. Verschiedene Arten von Steuerungen.

Das Verhältniss zwischen Admission, Expansion, Exhaustion und Compression kann man durch Veränderung des Schieberhubes, der Ueberdeckung und der Voreilung ändern. Der Regel nach will man für verschiedene Leistungen einer Locomotive nur das Verhältniss zwischen Admission und Expansion ändern, d. h. man trachtet nur wenig neuen Dampf in der Maschine zu verwenden und die expansive Wirkung desselben möglichst auszunutzen, und sucht dieses durch die Anbringung von sogen. Expansionssteuerungen auf die möglichst vortheilhafteste Weise zu erreichen.

Bei den bisherigen Erörterungen ist das lange Schieberventil auch nur erst benutzt, um die Zusammenwirkung von Kolben- und Schieber-Mechanismus im Allgemeinen darzustellen, es kann nunmehr auf die Konstruktion der Steuerungen selbst weiter eingegangen werden.

Expansionssteuerungen mit veränderlicher Ueberdeckung können nur durch doppelte Schieber hergestellt werden. Der untere Schieber ist dabei ein kurzer Schieber, der nur lang genug ist, um beide Dampfkanäle gleichzeitig nach der Dampfseite zu schliessen zu können, und der durch ein



Vorwärts- und Rückwärts-Excentrik bewegt, ausser zur Dampfvertheilung auch zum Umsteuern der Maschine dient. Der obere Schieber giebt die Veränderlichkeit der Ueberdeckung und damit die Dampf-Admission, was entweder durch die Veränderung seiner eigenen Länge oder durch die Veränderung seiner Hublänge erreicht wird. Steuerungen dieser Art sind von Meyer, Gonzenbach, Borsig, Farcot, Edwards, Nasmith, Hawthorn u. m. A. angegeben, und sind noch mehr oder weniger im Gebrauch.

Expansionssteuerungen mit veränderlichem Voreilungswinkel existiren u. A. von Fenton. Bei Fentons Steuerung hat jeder Cylinder nur ein Excentrik, das schraubengangförmig auf der Triebachse verschoben wird, um die verschiedenen Grade der Expansion und zugleich die Umsteuerung zu bewirken.

Von Expansionssteuerungen mit veränderlichem Schieberhube ist zunächst die von Dodd in New-Castle herrührende Variation zu erwähnen, welcher eine Steuerung mit losen Excentriks construirte, deren Hub durch Keilstücken, die sich auf der Achse schieben lassen, veränderlich gemacht wird.

Die einfachste Methode aber, eine veränderliche Expansion herzustellen, ist durch die Veränderlichkeit des Hubes eines einfachen langen Schiebers mit der zuerst von Stephenson angewendeten Coulissee gegeben. Die Konstruktion beruht auf der Anwendung von 2 festen Excentriks für jeden Cylinder, von denen das eine für die Vorwärts- das andere für die Rückwärtsbewegung der Maschine dient; ihre Stangen sind mit einem schwingenden Zwischengliede, „der Coulissee“, verbunden, für welche nach den Enden zu die beschriebenen Wege immer grösser und im Allgemeinen umgekehrt ausfallen. Mit verschiedenen Punkten dieser Coulissee wird die Schieberstange in Verbindung gebracht, womit die Hublänge des Schiebers für verschiedene Expansionsgrade begrenzt ist.

### 3. Die variable Expansionssteuerung mit einfachem langem Schieber.

Die Anwendung der Coulissee nebst dem langen Schieber bezeichnet ohne Frage eine neue Epoche im Locomotivbau, und da diese Steuerung nicht das Produkt eines einzelnen Erfinders ist, so möge hier ihre Entstehung etwas weiter verfolgt werden:

Im Jahre 1837 wurden zuerst von Hawthorn in New-



Castle 4 feste Excentriks angewandt, womit es geboten war, den Mechanismus der Steuerung so einzurichten, dass nur 2 Excentrikstangen, entweder die beiden Vorwärts- oder die beiden Rückwärts-Excentrikstangen, gleichzeitig mit den Schiebern in Eingriff kommen konnten. Eine hierfür brauchbare sogen. Gabelsteuerung zu construiren gelang zuerst Stephenson im Jahre 1838, sie wurde in den darauf folgenden Jahren von Sharp, Bury, Hawthorn, Buddicom, Jackson u. m. A. verändert und theilweise verbessert. Diese festen Gabelsteuerungen liessen zuerst bei Anwendung von kurzen Schiebern nur volle Dampf-Admission für die Cylinder zu, aber schon ums Jahr 1840 wurde man auf die Vortheilhaftigkeit der Anwendung langer Schieber aufmerksam und wandte sie neben diesen Gabelsteuerungen an, wodurch man bei beschränkteren Admissionen bestimmte Expansionen erreichte. Die Excentriks- und Schieberlängen wurden in der Regel für 50<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission fest angeordnet.

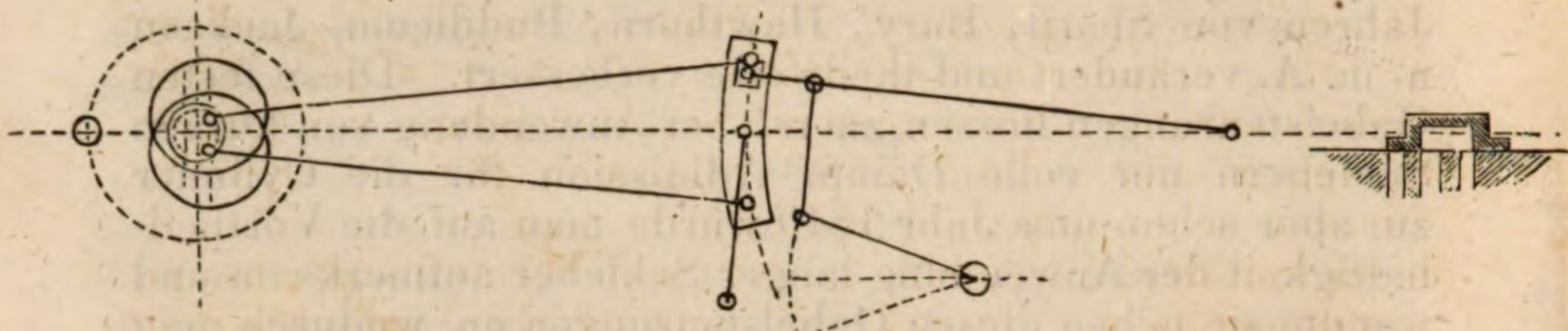
Fig. 4.

Die Coulisse wurde von Stephenson (Howe) zuerst schwebend construirt, wie Fig. 4. solche zeigt, und griff direkt mit den Punkten ihrer verschiedenen Hublängen an



die Schieberstange. Später sind einige Constructeure, namentlich D. Gooch, wohl zunächst aus dem Grunde, den vertikalen Raum für die Bewegung der Coulisse unter dem Kessel zu ersparen, auf die ursprüngliche William'sche Idee zurückgekommen, und construirten die Coulisse als fest, wie Fig. 5. zeigt, wobei ein bewegliches Verbindungsglied

Fig. 5.



der Schieberstange in die verschiedenen Weglängen der Coulisse eingestellt wird. Im ersten Falle, bei der schwebenden Coulisse, ist dieselbe nach der Achse zu concav nach dem Radius der Excentrikstangen gebogen. Im zweiten Falle, bei der festen Coulisse, ist sie concav nach der Schieberstange zu, und die Krümmung mit dem Radius der Schieberzugstange beschrieben.

Beide Methoden, obwohl sie sich in ihren Erfolgen einigermaassen unterscheiden, führen zu einer Regelmässigkeit und Zweckmässigkeit der Dampf-Vertheilung auf die Kolben, wie es durch die Combination der Kolben- und Schieber-Mechanismen nur immer möglich, für die Praxis aber als vollkommen befriedigend angesehen werden muss. Sie setzen indess eine richtige Konstruktion des Steuerungs-Mechanismus, und namentlich richtige Proportionen der Elemente des Schieber-Ventils voraus. Im Nachfolgenden soll daher auch nur die Coulissensteuerung mit einfachem langen Schieber, deren Eigenschaft als variable Expansionssteuerung auf der Veränderlichkeit des Schieberhubes beruht, zur weiteren Erörterung gezogen werden. Abgesehen von ihrer hervorstechenden mathematischen Richtigkeit ist sie namentlich im Vergleich zu Steuerungen mit doppelten Schiebern, die einfachste und am meisten praktische; gegen diese ist sie noch besonders durch das Vorhandensein von nur einer Dichtungsfläche des Schiebers am Cylinder im Vortheil, die im Vergleich zu den zwei oder drei Dichtungsflächen bei doppelten Schiebern leichter in Ordnung zu halten ist und beim Gebrauch weniger Gelegenheit zu nachtheiligen Dampf-Entweichungen etc. giebt.



#### 4. Bedingungen für die Richtigkeit der Coulissensteuerung.

Die Elemente des Steuerungs-Mechanismus, welche auf die Richtigkeit der Coulissensteuerung Einfluss haben, sind vornehmlich folgende:

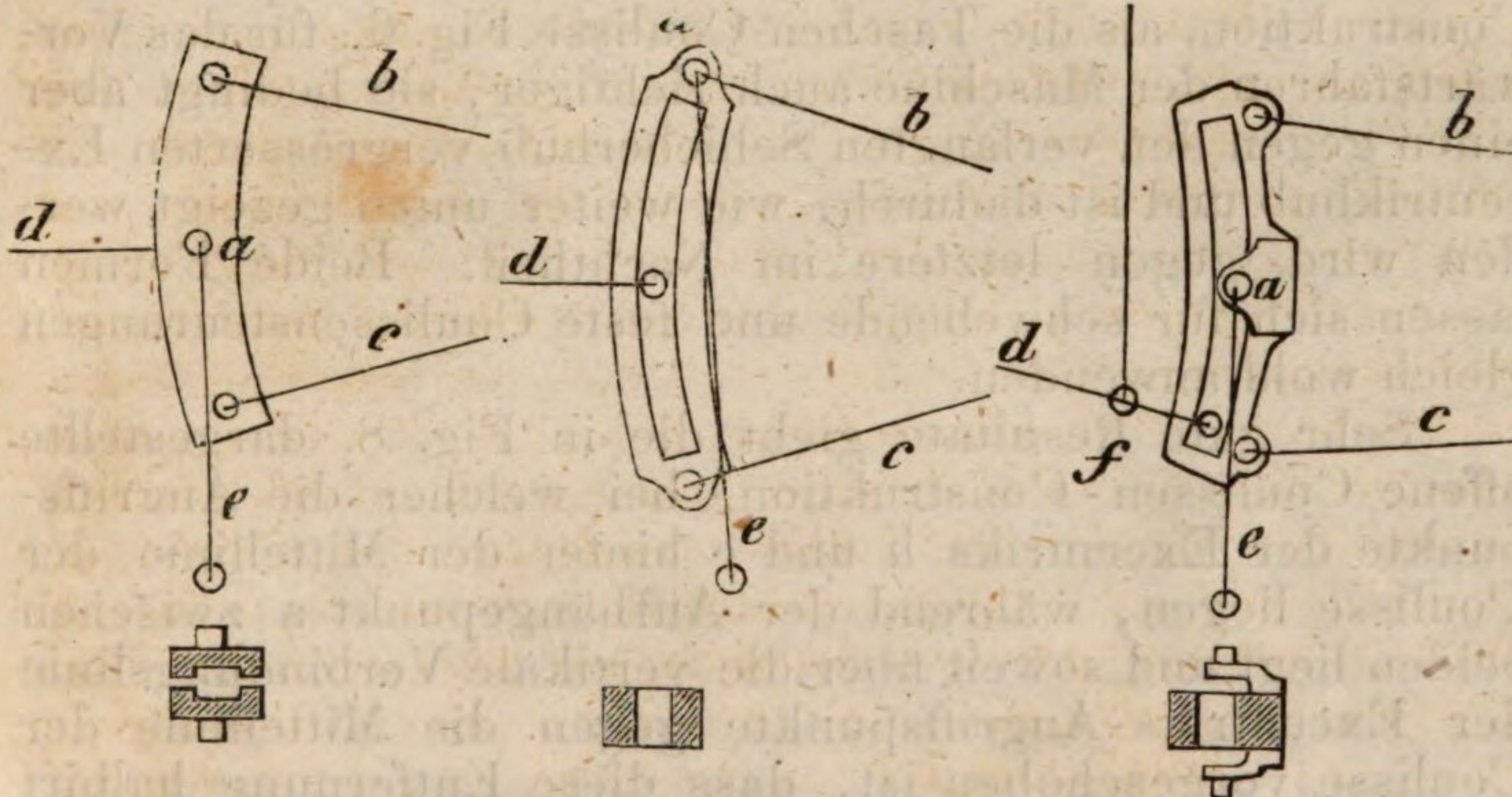
1. die Konstruktion der Coulisse mit der Lage ihres Aufhänge- und ihrer Angriffspunkte;
2. die Lage und Länge des Umsetzungshebels nebst Hängeeisen;
3. die Methode, nach welcher die Excentrikstangen mit der Coulisse verbunden sind;
4. das Verhältniss der Hubhöhe des Excentriks zu der Länge der Excentrikstangen und der Länge der Coulisse, und
5. die relative Länge der Pläulstange.

Zur Untersuchung der einschlagenden Fragen soll eine horizontale Steuerung, d. h. eine solche, wo die zu bewegendende Schieberstange in einer Horizontalebene mit dem Triebachs- und Cylinder-Mittel sich befindet, vorausgesetzt werden.

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.



*ad 1.* Die Figuren 6. 7. und 8. stellen die vorzüglichsten Konstruktionen von Coulissen dar. Fig. 6. ist die älteste Konstruktion einer sogen. Taschencoulisse, die ihren Aufhängepunkt in der Mittellinie der nach dem Radius der Excentrikstange (Fig. 4.) oder der Schieberzugstange (Fig. 5.) gekrümmten Curve findet. Der Aufhängepunkt *a* schwingt an dem Hängeeisen *e* in einem Bogen, dessen Sehne, wenn das Steuerungshändel auf der Mitte steht, gleich der Länge des zugehörenden Schieberweges ist. Das obere und untere Ende der Coulisse dagegen müssen vermöge



ihrer durch die Excentrikstangen b und c veranlassten grössern Wege schleifenartige Curven beschreiben, deren horizontale Ordinaten unregelmässig ausfallen; wird daher die Schieberstange d mit diesen Punkten in Verbindung gesetzt, so muss sich eine gewisse Unregelmässigkeit ebenfalls auf die Schieberwege erstrecken.

Häufig begnügt man sich damit, dass die Steuerung dann ein möglichst richtiges Resultat geben soll, wenn das Vorwärts-Excentrik im Eingriff ist, und legt auf die Richtigkeit der Steuerung beim Eingriff des Rückwärts-Excentriks weniger Werth; diese Forderung erreicht man am Besten durch die Konstruktion der offenen Coulissee Fig. 7., deren Aufhängepunkt mit dem Angriffspunkte des Vorwärts-Excentriks zusammenfällt. Das Vorwärts-Excentrik kann auf seinem Hubwege nur einen einfachen Bogen beschreiben, dessen Pfeilhöhe eine geringe Unregelmässigkeit begrenzt, während der Angriffspunkt des Rückwärts-Excentriks und alle zwischenliegenden Punkte der Mittellinie der Coulissee schleifenartige Curven beschreiben, deren unregelmässige Ordinaten eben so unregelmässige Schieberwege bedingen.

Die offene Coulissee Fig. 7. ist eine mehr praktische Konstruktion, als die Taschen-Coulisse Fig. 6., für das Vorwärtsfahren der Maschine auch richtiger, sie bedingt aber einen gegen den verlangten Schieberhub vergrösserten Excentrikhub und ist dadurch, wie weiter unten gezeigt werden wird, gegen letztere im Nachtheil. Beide Formen lassen sich für schwebende und feste Coulissensteuerungen gleich wohl anwenden.

Sehr gute Resultate giebt die in Fig. 8. dargestellte offene Coulissen-Konstruktion, bei welcher die Angriffspunkte der Excentriks b und c hinter der Mittellinie der Coulissee liegen, während der Aufhängepunkt a zwischen beiden liegt und soweit über die vertikale Verbindungslinie der Excentriks-Angriffspunkte gegen die Mittellinie der Coulissee vorgeschoben ist, dass diese Entfernung halbtirt wird. Bei dieser Konstruktion sind die schleifenartigen Curven des obern und untern Angriffspunkts b und c im Allgemeinen gleich, und die Unregelmässigkeit ihrer Ordinaten ein Minimum; sie vereinigt mit der der offenen Coulissee eigenen Solidität die Vortheile der Taschen-Coulisse, dass sie in beiden Fahr-Richtungen gleich richtig ist und dass die Excentriks keinen grösseren Hub als die Schieber zu haben brauchen. Ganz besonders geeignet ist die offene Coulissee Fig. 8. für die feste Coulissen-Konstruktion, wo sie auch fast allgemein angewandt wird.



*ad 2.* Bei der schwebenden Coulissee ist das bei a anfassende Hängeeisen zugleich das Verbindungsglied für den Umsetzungshebel. Das eine Ende des Hängeeisens bewegt sich demnach beim Reversiren auf einem Kreisbogen in vertikaler Richtung, während das andere Ende durch die Bewegung der Coulissee einen horizontal liegenden kreisförmigen Weg beschreibt. Um die durch die verschiedenen Bogenwege bedingten Unregelmässigkeiten so klein als möglich zu machen, müssen Reversionshebel und Hängeeisen möglichst lang sein und so angebracht werden, dass der Bogen, welchen das Ende des Reversionshebels beschreibt, unter die Horizontale fällt, wenn seine Welle über der Steuerung liegt; wogegen dieser Bogen über der Horizontalen durch das Wellenmittel bleiben muss, wenn dieses selbst unterhalb der Steuerung liegt (siehe Fig. 4.). In jedem Falle muss die Mitte des Bogens, welchen der Reversionshebel beschreibt, in einer Vertikalen mit dem Schwingungsmittel der Coulissee liegen.

Bei der festen Coulissee fasst das Hängeeisen zur Verbindung mit dem Reversionshebel bei f (Fig. 8.) an die Schieberzugstange. Die auf dem festen Stützeisen e schwingende Coulissee bewegt sich hier fast gleichförmig, während durch das bei f anfassende Hängeeisen, welches sich seinerseits auf dem Kreisbogen des Reversionshebels bewegt, eine Unregelmässigkeit bedingt wird die um so grösser ist, je weiter der Punkt f von der Coulissee entfernt liegt und je kürzer der Reversionshebel nebst Hängeeisen ist. Hier hat man wie in Fig. 5. angedeutet, für die Ruhestellung der Coulissee den Reversionshebel horizontal und das Hängeeisen vertikal zu stellen, und nur in dem Falle, wenn man die Steuerung im Vorwärtsgange überwiegend richtig haben will, darf man den Reversionshebel so stellen, dass sein Bogenmittel etwas über der Horizontalen zu liegen kommt.

*ad 3.* Bei der schwebenden Coulissee, deren Eingriff ihrer verschiedenen Hublängenpunkte mit der Schieberstange in der Horizontalen stattfindet, haben die Excentrikstangen in ihrer Projection auf diese Horizontale eine wechselnde Länge, je nachdem verschiedene Punkte der Coulissee benutzt werden. Die Vorwärts- und Rückwärts-Excentrikstangen, welche um die Triebachse gemeinschaftlich rotiren, bewegen sich zu gleicher Zeit so, dass sie sich abwechselnd kreuzen und gegen einander offen sind.

Obwohl diese Bewegung die ganze Länge des Weges in der Richtung der einzelnen Excentrikstangen gemessen, nicht beeinträchtigt, und desshalb auf den vollen Schieber-



hub, wo die betreffende Excentrikstange nahezu in der Horizontalen arbeitet, von nur geringem Einfluss ist, so äussern sich durch sie doch bedeutende Abweichungen in den Längen der Horizontalprojectionen und damit der Schieberwege und Schieberstellungen bei verschiedenen Drehungswinkeln der Kurbel, bei allen Zwischenstellungen der Coulissee.

Fig. 9.

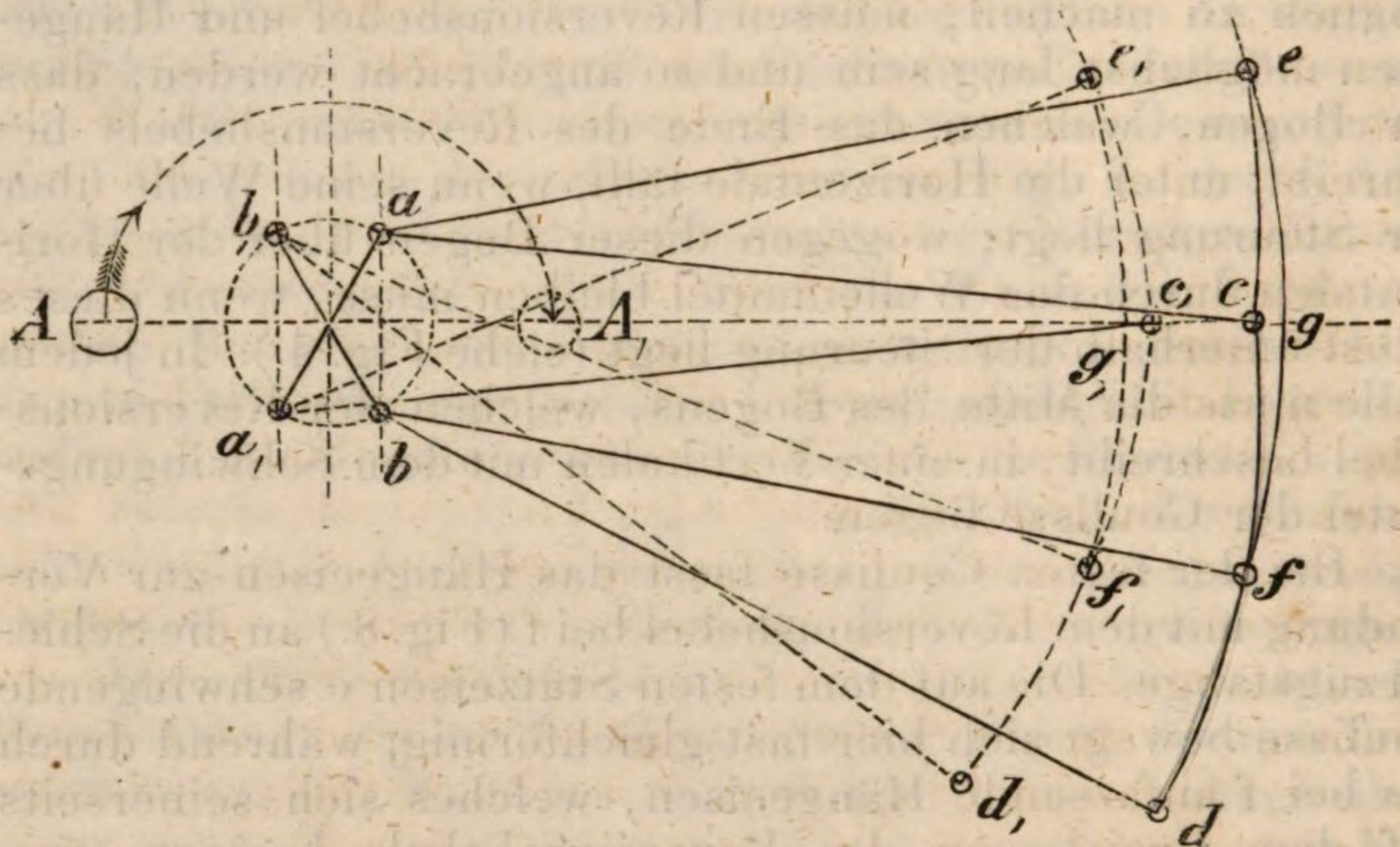
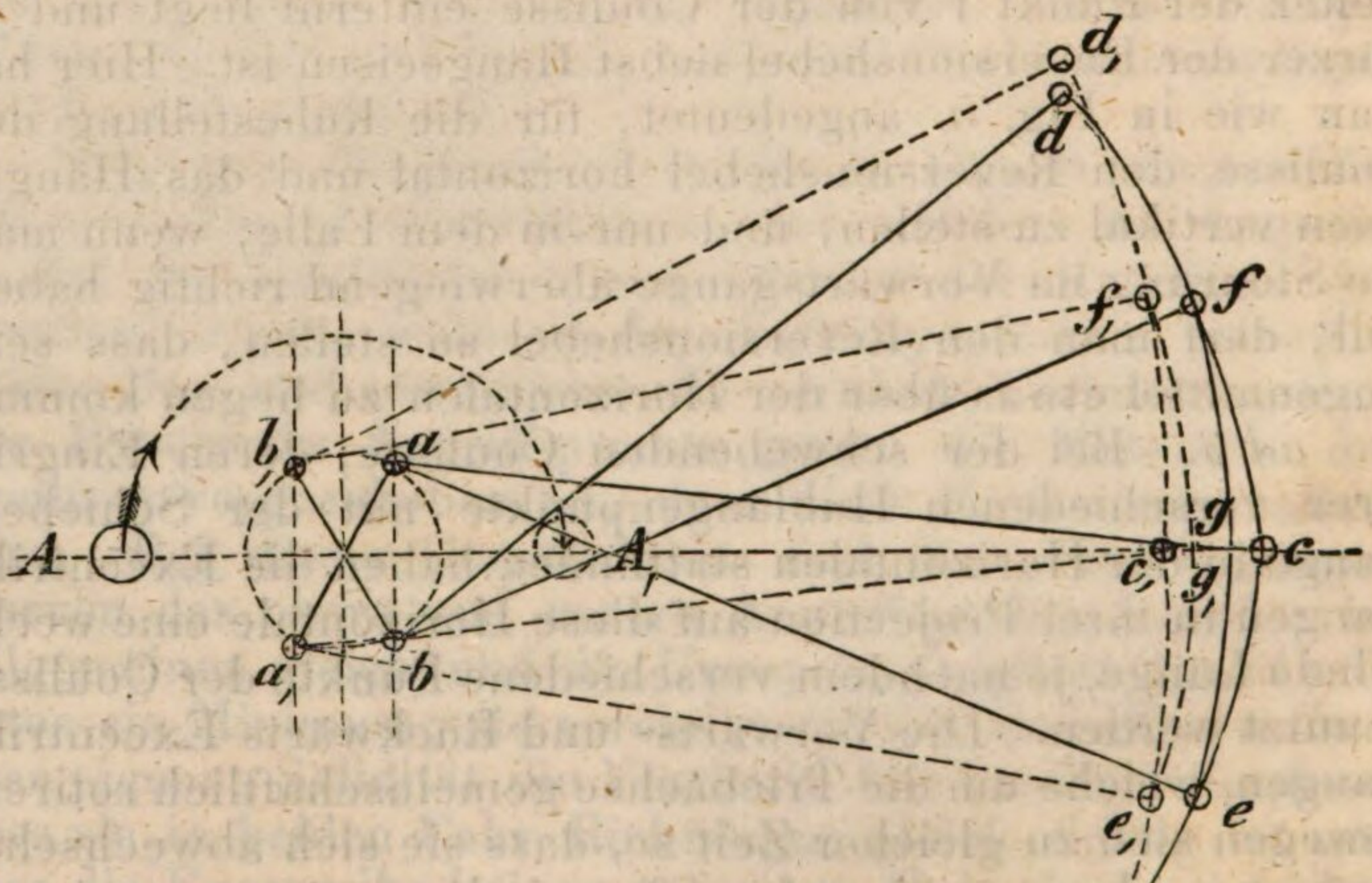


Fig 10.



Diese Abweichungen sind für das Ergebniss der lineären Voreilung auf der Mittestellung der Coulissee (Ruhestellung) am Grössten und soll hierfür der Unterschied zwischen



offenen und gekreuzten Excentrikstangen nach Anleitung der Fig. 9. und 10. besonders nachgewiesen werden.

Steht die Kurbel im todten Punkte bei A, so findet sich in beiden Figuren bei a das Vorwärts-, bei b das Rückwärts-Excentrik. In Fig. 9. fasst nun die Vorwärts-Excentrikstange oben an die Coulissee, die Excentrikstangen sind offen. In Fig. 10. fasst für dieselbe Kurbelstellung die Vorwärts-Excentrikstange unten an die Coulissee, die Excentrikstangen sind gekreuzt. Bezeichnet in beiden Figuren  $cd = ef$  den Coulissenbogen, so werden, wenn man die Vorwärts-Excentrikstangen  $ac$  mit der Schieberstange in Eingriff bringt, also die Coulissee in die Lage  $cd$ , resp.  $c_1 d_1$  kommt, die Punkte  $c$  und  $c_1$  die Stellungen des Schiebers bezeichnen, wenn die Kurbel auf den todten Punkten A und  $A_1$  des Kolbens ist. Die Punkte  $c$  und  $c_1$  entsprechen also der Voreilung des Schiebers, und da ihre Entfernung  $cc_1$  in beiden Fällen nahezu gleich mit  $ab_1 = ba_1$  ist, so folgt, dass es bei dem vollen Schieberhube für die Voreilung gleich ist, für welche Kurbelstellung die Excentrikstangen sich kreuzen.

Nimmt aber die Coulissee ihre Mittestellung, die Lage  $ef$ , ein, wo also der Schieber überhaupt nur den Weg  $ab_1 = ba_1 = cc_1$  = der doppelten lineären Voreilung machen sollte: so kommt der Einfluss der sich kreuzenden Excentrikstangen zur Geltung, welche wegen ihrer Projektion auf die Horizontale bewirken, dass der Schieberweg, welcher den Kurbelstellungen A und  $A_1$  entspricht,  $= gg_1$  wird, und dass die Lage der Punkte  $g$  und  $g_1$ , welche resp. die Voreilung für die hintere und vordere Kolbenseite bei der Ruhestellung der Steuerung begrenzen, von der Lage der Punkte  $c$  und  $c_1$  abweicht. In dem Falle der Fig. 9. ist der Schieberweg, welcher den Punkten A und  $A_1$  zugehört, länger, und damit das Oeffnen des Schiebers grösser, und in dem Falle der Fig. 10. ist diese Voreilung kleiner für die Mittestellung der Steuerung.

Selbst bei gut angeordnetem Mechanismus der variablen Expansionssteuerung variirt die Voreilung für verschiedene Hublängen in der Regel noch bis um  $\frac{1}{4}''$ , während sie constant und nur die ganze Oeffnung variabel sein sollte. Man wird desshalb in allen Fällen wohlthun, die Voreilung für die am meisten gebrauchten Zwischenstellungen des Steuerungshebels zu ca.  $\frac{1}{4}$  Zoll anzunehmen, bei oben an die Coulissee fassender Vorwärts-Excentrikstange, wie in Fig. 9, wird dann die Voreilung im vollen Schieberhube zu  $\frac{1}{8}''$ , in der Mittestellung aber zu  $\frac{3}{8}''$  ausfallen, während sie bei unten an die Coulissee fassender Vorwärts-Excentrikstange, wie in



Fig. 10, bei vollem Schieberhube zu  $\frac{3}{8}$ " und bei der Ruhestellung zu  $\frac{1}{8}$ " ausfällt.

Eine Betrachtung des geometrischen Diagramms Fig. 3, so wie auch die Praxis, ergibt aber sehr leicht, dass die Steuerung am richtigsten und brauchbarsten bleibt, wenn bei demselben Voreilungswinkel des Excentriks die ganze Oeffnung und die lineäre Voreilung gleichmässig wachsen. Da man also bei der schwebenden Coulissee einmal wegen der Winkelstellung der Excentrikstangen keine constante Voreilung erreichen kann, so muss es richtiger erscheinen, dem grössern Schieberhube durch alle Expansionsgrade auch die grössere Voreilung zu geben, woraus folgt, dass die bessere Konstruktion für den Angriff der Excentrikstangen an die Coulissee diejenige ist, wo das Vorwärts-Excentrik unten anfasst, wie in Fig. 10, so dass sich die Stangen der Kurbel A gegenüber kreuzen.

Bei der festen Coulissee, wo die Excentrikstangen eine mehr constante Projektion auf die Horizontale haben, ist es für den Unterschied des Voreilens des Schiebers gleichgültig, an welcher Seite der Kurbel sich die Excentrikstangen kreuzen und ob die Vorwärts-Excentrikstange unten oder oben an die Coulissee fasst. Diese Steuerung giebt eine fast ganz constante Voreilung, die nur um etwas durch den Einfluss der Schieberschubstange veränderlich wird.

Es muss hier bemerkt werden, dass einige Constructeure bei der schwebenden Coulissee eine mehr gleichförmige Voreilung dadurch zu bewirken suchen, dass sie die Excentriks mit verschiedenen Voreilungswinkeln aufsetzen, und zwar das Rückwärts-Excentrik mit einem kleinern Voreilungswinkel als das Vorwärts-Excentrik. Die Forderung wird hierdurch für den Vorwärtsgang der Maschine ziemlich erreicht, doch wird die Steuerung für den Rückwärtsgang um so unrichtiger.

*ad 4.* Eine variable Expansionssteuerung soll für alle Expansionsgrade eine freie Admission und Exhaustion, und dabei für die Vorder- und Hinterseite des Kolbens gleiche Admission geben. Es kommt darauf an, die Verhältnisse anzugeben, nach denen verfahren die durch den Steuerungsmechanismus bedingten Störungen möglichst beseitigt werden können.

Geometrisch genommen giebt eine Steuerung mit kurzem Schieberhube und damit zusammenhängend kleinen Excentriks, die bei langen Excentrikstangen und kurzer Coulissee in langen Hängeeisen schwingt, wenn noch eine gegen den Kurbelhub lange Pläulstange hinzugefügt wird,



die richtigsten Resultate. Um mit dem einfachen langen Schieber die Expansionsgrade weit genug treiben und eine genügend freie Admission und Exhaustion erlangen zu können, ist man indess zunächst an eine gewisse Ueberdeckung und Voreilung, daneben aber auch an eine gewisse Weite des Dampfkanals gebunden, was zusammen einen gewissen Schieberhub voraussetzt, bei dem das ganze Oeffnen des Schiebers gross genug sein kann. Auch hat ein zu kurzer Schieberhub den Nachtheil, dass die mit der Zeit unvermeidlichen Ausnutzungen in den verschiedenen Constructionstheilen der Steuerung auf denselben von zu empfindlichem Einfluss sind und den Hub nachtheilig verkürzen, was eine zweite Grenze für das Minimum des Schieberhubes abgiebt.

Nach Erfahrungen mit guten Steuerungen kann als Regel gelten, dass zweckmässig der Schieberhub für die grösste Oeffnung in der Grenze von 3 bis 5 Zoll genommen wird und dass hiervon an jedem Schieberende die Ueberdeckung zu 22 $\frac{0}{0}$  und die Voreilung auf dem todten Punkte des Kolbens zu 7 $\frac{0}{0}$  angeordnet wird, was nahezu z. B.

bei 4 $\frac{1}{2}$ " Schieberhub,  
                                   1" Ueberdeckung und  
                                    $\frac{5}{16}$ " Voreilung  
 und bei 3 $\frac{1}{2}$ " Schieberhub,  
                                    $\frac{3}{4}$ " Ueberdeckung und  
                                    $\frac{3}{16}$ " Voreilung giebt.

Hält man sich innerhalb dieser Grenzen, so giebt, wenn die Coulissee nach Anleitung der Figuren 6. oder 8. construirt ist, der Schieberhub zugleich den Excentrikhub, während die nach Fig. 7. construirte Coulissee den Excentrikhub in dem Verhältniss grösser erfordert, als die Angriffspunkte der Excentrikstangen auseinanderzurücken; der Excentrikhub kann hier z. B. für 4" Schieberhub leicht 5" betragen müssen.

Die Länge der Excentrikstangen, und bei der festen Coulissee auch die Länge der Schieberzugstange sollte in allen Fällen nicht weniger als das 12fache vom Schieberhube betragen; kann man ein Verhältniss bis 1 : 18 erreichen, so ist das um so vortheilhafter. Die Länge der Coulissee zwischen den Angriffspunkten der Excentrikstangen sollte die 4fache Länge des Schieberhubes nicht überschreiten. Bei Beachtung dieser Verhältnisszahlen werden die Ungleichförmigkeiten in der Bewegung des Schiebers, insofern dieselben von der Winkelstellung der Excentrikstangen und des Coulissen-Zubehörs abhängen, ziemlich beseitigt,



namentlich auch eine ziemlich gleichförmige Voreilung erzielt.

*ad 5.* Endlich ist noch die relative Länge der Pläulstange zu berücksichtigen, welche die Gleichförmigkeit der Steuerung hinsichtlich ihrer vor und hinter dem Kolben stattfindenden Wirkungsperioden, und namentlich die der Dampf-Admission, stört.

Die Dampf-Admission für denselben Expansionsgrad muss auf beiden Kolbenseiten, in Procenten des Kolbenhubes gemessen, gleich sein. Ist aber  $n$  die Länge der Pläulstange, ausgedrückt durch die Einheit der Kurbellänge, so ist

$$x = n - \sqrt{n^2 - 1}$$

der Abstand von der Cylinder-Mitte, um welchen der Kolben bei der Kurbelstellung von  $90^\circ$  hinter ihr zurückbleibt, woraus folgt, dass für diese Kurbelstellung der Kolbenweg für seine vordere Seite

|                                                     |   |   |   |   |                  |
|-----------------------------------------------------|---|---|---|---|------------------|
| bei 4facher Pläulstangen-Länge um $13\frac{0}{0}$ , |   |   |   |   |                  |
| „ 6 „                                               | „ | „ | „ | „ | $8\frac{0}{0}$ , |
| „ 8 „                                               | „ | „ | „ | „ | $6\frac{0}{0}$   |

länger ist, als für die hintere Kolbenseite.

Würde daher die Steuerung den Dampf auf beiden Seiten während gleicher Umdrehungs-Winkel einlassen, so müsste in Bezug auf eine Dampf-Admission, welche nahezu  $50\frac{0}{0}$  vom Kolbenhub beträgt, die Steuerung ein Resultat geben, welches resp. um 13, 8 und  $6\frac{0}{0}$  unrichtig ist. Um diesen Betrag fällt die Admission für die Vorderseite des Kolbens grösser aus, als für die Hinterseite, je nachdem die Pläulstange 4-, 6- oder 8mal länger ist als die Kurbel. Für kleinere und grössere Admissionsgrade als  $50\frac{0}{0}$  ist der Fehler allerdings kleiner, immer aber bedeutend genug, um volle Beachtung zu verdienen. Jede Pläulstangenlänge wird einen Fehler in der Steuerung bedingen, um denselben aber möglichst klein zu machen, muss die Pläulstange thunlichst lang genommen werden und sie sollte wenigstens die 6fache Länge der Kurbel haben. Der dann noch bleibende Fehler kann durch eine grössere Dampf-Admission für die Rückseite des Kolbens ausgeglichen werden.

Eine Coulissensteuerung, gleichviel ob schwebend oder fest so zu construiren, dass von der Mitte der Schieberstellung aus auf der Rückseite des Kolbens eine grössere Admission stattfindet, kann am wirksamsten durch entsprechende Verrückung der Lage des Aufhängepunktes der Coulisse geschehen, es kann dadurch für die Rückseite des



Kolbens entweder der Schieberweg vergrössert oder die Schieber-Geschwindigkeit verringert werden. Es sind freilich die Grösse der Excentriks, die Länge der Excentrikstangen und der Coulissee wesentliche Momente, die in jedem besondern Falle influiren, legt man aber z. B. für die Coulissee Fig. 8. den Anhängpunkt a weiter nach Vorwärts und zwar in die Centrumlinie des Angriffspunkts der Schieberstange, so wird die Admission vorn noch grösser, als es der Einfluss der Pläulstange an sich schon bedingt, legt man dagegen den Punkt a weiter nach Rückwärts und zwar ganz in die gerade Linie des Angriffspunkts der Excentrikstangen, so wird die Admission vorn viel kleiner als hinten. Beide Fehler wird man daher leicht vermitteln können, wenn man, wie es weiter oben auch als richtig bezeichnet ist, den Aufhängpunkt dieser Coulissee zwischen diesen beiden Linien festlegt. Für gewöhnliche Verhältnisse wird man finden, dass der Aufhängpunkt für gleiche Admissionsen bei einer 6fachen Pläulstangenlänge in  $\frac{3}{8}$  der Entfernung der beiden angedeuteten Linien, und zwar nach der Mittellinie der Coulissee zu, liegen muss. Eben so kann man bei der schwingenden Coulissee, Fig. 7, diesen Erfolg (aber nur für den Vorwärtsgang der Maschine) erreichen, wenn man den Stützpunkt e des Hängeeisens (a e) so viel aus der Vertikalen verlegt, dass vermöge des geneigten Bogens, welchen der Punkt a beschreibt, der Schieberweg für die Admission nach der hintern Kolbenseite zu länger wird. Die allgemeine Nachweisung dieser Verhältnisse ist höchst schwierig und daher in einem gegebenen Falle vorzuziehen, sie durch Versuche an Modellen sich aufzuklären.

Ein anderer Weg, um die durch den Pläulstangen-Einfluss ungleich gemachten Admissionsen auszugleichen, ist der, dass man die Mitte des Schiebers etwas nach vorn regulirt, wodurch nach Vorn die Ueberdeckung grösser, hingegen Voreilung und Oeffnung kleiner werden, in welchem Maasse hier dann auch die Admission kleiner ausfallen muss; diese Methode wirkt indess auf die Gleichförmigkeit der Expansion und Exhaustion, die von den Pläulstangenlängen wegen der Lage ihrer Abschlusspunkte in der Nähe der horizontalen Kurbelstellung, wenig beeinflusst werden, wiederum nachtheilig. Ein letzter Ausweg endlich ist der, dass man den Schieber mit seiner innern Oeffnung auf die Mitte regulirt belässt, dabei aber die äussere Ueberdeckung auf der hintern Kolbenseite um ca.  $\frac{1}{8}$  Zoll kleiner macht, als nach der vordern Kolbenseite. Hierdurch bekommt man nach der hintern Kolbenseite neben grösserer Voreilung auch



grössere Admission, während Expansion und Exhaustion unverändert richtig bleiben.

#### 5. Berechnung der variablen Expansionssteuerung.

Im Vorstehenden sind die wesentlichen Bedingungen besprochen, wie eine variable Coulissensteuerung mit einfachem langen Schieber construiert werden muss, um überhaupt richtig sein zu können. Es bleibt nun noch übrig, die Relationen aufzustellen, welche zwischen den Elementen des Schiebers und ihren Wirkungen auf Admission, Expansion, Exhaustion und Compression des Dampfes bestehen, und hierfür kann wieder auf einen Schieber zurückgegangen werden, der durch ein einfaches Excentrik bewegt gedacht wird. Die Erfolge einer rationell instruirten Steuerung können hiervon in der That nur wenig abweichen.

Ist gegeben:

a = dem halben Schieberhube,

b = der äussern Ueberdeckung,

c = der Voreilung oder Oeffnung des Schiebers bei horizontaler Kurbelstellung,

(b + c = der lineären Voreilung),

d = der innern  $\pm$  Ueberdeckung;

und bezeichnet:

$\alpha$  = den Voreilungs - Winkel des Excentriks, d. i.

$$\frac{b+c}{a} = \sin \alpha,$$

$\beta$  = den Dampf - Abschlusswinkel des Excentriks an dem Punkte, wo der Schieber, nachdem er geöffnet gewesen, noch den Weg der äussern Ueberdeckung zu durchlaufen hat, d. i.  $\frac{b}{a} = \sin \beta$ ,

$\beta_1$  = den Dampf - Austrittswinkel des Excentriks, d. i.  $\frac{d}{a} = \sin \beta_1$ ,

$\delta$  und  $\delta_1$  die den Winkeln  $\beta$  und  $\beta_1$  zugehörigen Winkel, welche die Kurbel, resp. am Ende der Admission und beim Beginn der Exhaustion, mit der Horizontalen einschliesst, woraus  $180 - (\alpha + \beta) = \delta$  und  $\alpha \mp \beta_1 = \delta_1$  folgt, wobei für  $\delta_1$  das — Zeichen für positive, das + Zeichen für negative innere Ueberdeckung des Schiebers gilt, so findet sich, in pro Centen des Kolbenlaufs gemessen:

1. die Grösse der Dampf-Admission zu:

$A = (1 - \cos \delta) 50$  wenn  $\delta$  noch im ersten Quadranten liegt und



$A = (1 + \cos \delta) 50$  wenn  $\delta > 90^\circ$  ist.

2. Der Punkt des Kolbenlaufs, wo der Dampf anfängt auszublasen, zu:

$B = (1 + \cos \delta_1) 50$ . Mithin:

3. die Grösse der Expansion zu:

$C = B - A$ . Und endlich

4. die Grösse der Compression, welche mit dem Punkte B für dieselbe Kolbenseite um  $180^\circ$  verschieden anfängt, zu:

$D = 100 - B$ .

Mit Zugrundelegung dieser Gleichungen kann man nun entweder in einem bestimmt gegebenen Falle die Grössen der Admission, Expansion und Compression für verschiedene Hublängen des Schiebers berechnen, oder man kann fordern, dass ein Schieber innerhalb bestimmter Grenzen gewisse Admissionen und Expansionen leistet und daraus unter Beobachtung der Seite 23 angegebenen als praktisch erfundenen Schieber-Verhältnisse die Elemente des Schiebers festsetzen.

Für die erstere Aufgabe sei z. B. ein Schieber gedacht, der bei  $13/16''$  äusserer Ueberdeckung,  $3/16''$  constanter äusserer Voreilung am Ende des Kolbenlaufs und  $1/8''$  innerer positiver Ueberdeckung zur Erlangung einer variablen Expansion verschiedene Hublängen macht. Die Grössen der Admission, Expansion und Compression im Cylinder fallen dann aus, wie in folgender Tabelle I. angegeben:

Tabelle I.

| Hub des<br>Schiebers in<br>Zollen | In pro Centen des Kolbenlaufs |                              |           |             |
|-----------------------------------|-------------------------------|------------------------------|-----------|-------------|
|                                   | Admission                     | Beginn der<br>Exhaustion bei | Expansion | Compression |
| 2                                 | 9,5                           | 56,0                         | 46,5      | 44,0        |
| $2\frac{1}{8}$                    | 25,0                          | 72,5                         | 47,5      | 27,5        |
| $2\frac{1}{4}$                    | 34,0                          | 77,0                         | 43,0      | 23,0        |
| $2\frac{1}{2}$                    | 45,5                          | 84,0                         | 38,5      | 16,0        |
| $2\frac{3}{4}$                    | 56,0                          | 87,0                         | 31,5      | 12,5        |
| 3                                 | 63,0                          | 90,0                         | 27,0      | 10,0        |
| $3\frac{1}{4}$                    | 67,5                          | 92,0                         | 24,5      | 8,0         |
| $3\frac{1}{2}$                    | 73,5                          | 93,0                         | 19,5      | 7,0         |
| $3\frac{3}{4}$                    | 77,0                          | 93,5                         | 16,0      | 7,0         |
| 4                                 | 80,0                          | 94,0                         | 14,0      | 6,0         |

Man sieht aus dieser Tabelle und den ihr zum Grunde liegenden Gleichungen, dass die Ergebnisse der Schieber-



steuerung hauptsächlich von der Festsetzung der Admissionsperiode und diese als Funktion des Winkels  $\delta$  gedacht, überwiegend nur von der Grösse der Ueberdeckung  $b$  und dem Schieberhube  $a$  abhängt, dass dagegen der Einfluss der Voreilung  $c$  kleiner ist. Auch findet man durch die Berechnung leicht, wie untergeordnet gegen jene Grössen die innere Ueberdeckung des Schiebers ist, weil sie sich immer nur in den Grenzen von  $\pm 1/8''$  halten darf, um eine freie Exhaustion geben zu können.

Um der 2. Aufgabe Genüge zu leisten, d. h. die Elemente von Schiebern für bestimmte Admissionen und damit zusammenhängend für bestimmte Expansionen festzusetzen, ist nach vorstehenden Formeln die Tabelle II. berechnet, aus welcher die Admissionen für gewisse Hublängen und Ueberdeckungen des Schiebers ersichtlich sind. Die Tabelle ist für die constante Voreilung von  $1/4$  Zoll beim Beginn des Kolbenhubes, und die innere Ueberdeckung  $= 0$  gesetzt, berechnet, erleidet also für andere Voreilung geringe Reduktionen.

Tabelle II.

| Schieberhub<br>Zoll | In pro Centen des Kolbenlaufs |       |       |       |              |         |         |         |
|---------------------|-------------------------------|-------|-------|-------|--------------|---------|---------|---------|
|                     | Admissionen                   |       |       |       | Ueberdeckung |         |         |         |
|                     | $1/2$                         | $5/8$ | $3/4$ | $7/8$ | 1            | $1 1/8$ | $1 1/4$ | $1 3/8$ |
| $1 1/2$             | 16                            |       |       |       |              |         |         |         |
| $1 3/4$             | 46                            | 14    |       |       |              |         |         |         |
| 2                   | 59                            | 41    | 12    |       |              |         |         |         |
| $2 1/4$             | 68                            | 54    | 37    | 11    |              |         |         |         |
| $2 1/2$             | 74                            | 63    | 50    | 32    | 10           |         |         |         |
| $2 3/4$             | 79                            | 69    | 59    | 46    | 31           | 9       |         |         |
| 3                   | 82                            | 74    | 65    | 52    | 43           | 27      | 8       |         |
| $3 1/2$             | 87                            | 81    | 74    | 66    | 56           | 48      | 36      | 10      |
| 4                   | 90                            | 85    | 80    | 73    | 68           | 60      | 51      | 38      |
| $4 1/2$             | 92                            | 88    | 84    | 79    | 75           | 68      | 63      | 54      |
| 5                   | 93                            | 91    | 87    | 83    | 79           | 74      | 69      | 63      |

Aus dieser Tabelle ist ersichtlich, dass zur Erreichung geringer Admissionen und folglich grosser Expansionen grosse Ueberdeckung nothwendig ist, bei kleinen Ueberdeckungen lassen sich geringe Admissionen zwar auch erreichen, der Schieber erfordert aber dann einen so geringen Hub, dass wegen des unvermeidlichen Spiels in den Ver-



bindungsgliedern des Mechanismus die Steuerung höchst ungenau werden würde.

Entwirft man ähnliche Tabellen für die Punkte der Exhaustion und Compression, so wird man finden, dass mit dem Schieber von langer äusserer Ueberdeckung am zweckmässigsten nur eine geringe innere Ueberdeckung zu verbinden ist, und dass man im Allgemeinen am Richtigsten verfährt, dieselbe  $= 0$  anzunehmen.

Alle diese Zahlen werden aber durch die Einflüsse der Winkelstellungen des Steuerungs-Mechanismus und der Pläulstange mehr oder weniger modificirt, die Art, wie solches geschieht und durch welche Hülfsmittel der nachtheilige Einfluss zu compensiren ist, ist weiter oben angegeben.

Tabelle für die Steuerungs-Verhältnisse der hannoverschen Maschine Nr. 100. Grösster Schieberhub  $= 3\frac{1}{4}$  Zoll. Aeussere Ueberdeckung  $= \frac{11}{16}$  Zoll, Voreilung  $= \frac{3}{16}$  Zoll. Kolbenhub  $= 24$  Zoll. Länge der Pläulstange  $= 5' 9''$ . Verhältniss  $1 : 5\frac{3}{4}$ .

Tabelle III.

| Von der Mitte des Gradbogens ausgiebt das Steuerungshändel in den Einfallkerben | Schieber-Hub in Zollen | In pro Centen des Kolbenhubs |           |            |             |
|---------------------------------------------------------------------------------|------------------------|------------------------------|-----------|------------|-------------|
|                                                                                 |                        | Admission                    |           | berechnete |             |
|                                                                                 |                        | gemessen an der Maschine     | berechnet | Expansion  | Compression |
| Vorwärts 1. Zahn                                                                | $1\frac{3}{4}$         | 32                           | 25        | 47         | 28          |
| „ 2. „                                                                          | $1\frac{7}{8}$         | 41                           | 36        | 41         | 23          |
| „ 3. „                                                                          | 2                      | 49                           | 43        | 38         | 19          |
| „ 4. „                                                                          | $2\frac{1}{4}$         | 59                           | 55        | 31         | 14          |
| „ 5. „                                                                          | $2\frac{1}{2}$         | 66                           | 64        | 25         | 12          |
| „ 6. „                                                                          | $2\frac{3}{4}$         | 71                           | 70        | 21         | 9           |
| „ 7. „                                                                          | 3                      | 75                           | 75        | 18         | 7           |
| „ 8. „                                                                          | $3\frac{1}{4}$         | 79                           | 79        | 15         | 6           |
| Rückwärts 3. Zahn                                                               | $2\frac{3}{8}$         | 63                           | 60        | 28         | 12          |

Um zu zeigen, dass und wie die obigen Berechnungen namentlich der Admission mit der Wirklichkeit übereinstimmen, sind in vorstehender Tabelle III. die Resultate der Steuerung der hannoverschen Locomotive Nr. 100 gegeben. Ihre Schieber haben bei  $\frac{11}{16}$  Zoll äusserer und  $\frac{1}{8}$  innerer Ueberdeckung auf dem Hubende des Kolbens  $\frac{3}{16}$  Vorei-



lung. Die Vorwärts-Excentrikstange fasst an das untere Ende der schwebenden Coulissee, welches zugleich der Aufhängepunkt derselben ist. Die Voreilung ist desshalb nach der Mitte der Coulissee zu kleiner, während sie hier  $\frac{3}{16} - \frac{1}{32} = \frac{5}{32}$ '' beträgt, vergrössert sie sich für den vollen Schieberhub auf  $\frac{3}{16} + \frac{1}{32} = \frac{7}{32}$ ''.

Behuf späterer Auseinandersetzungen sind in der Tabelle III. zugleich die Grössen der Expansion und Compression dieser Maschine für die verschiedenen Expansionsgrade auf dem Gradbogen der Steuerung niedergelegt.

Die Abweichungen in den gemessenen und berechneten Admissionsperioden für die kürzern Schieberhube motiviren sich hauptsächlich durch das Spiel oder den todten Gang im Steuerungs-Mechanismus.

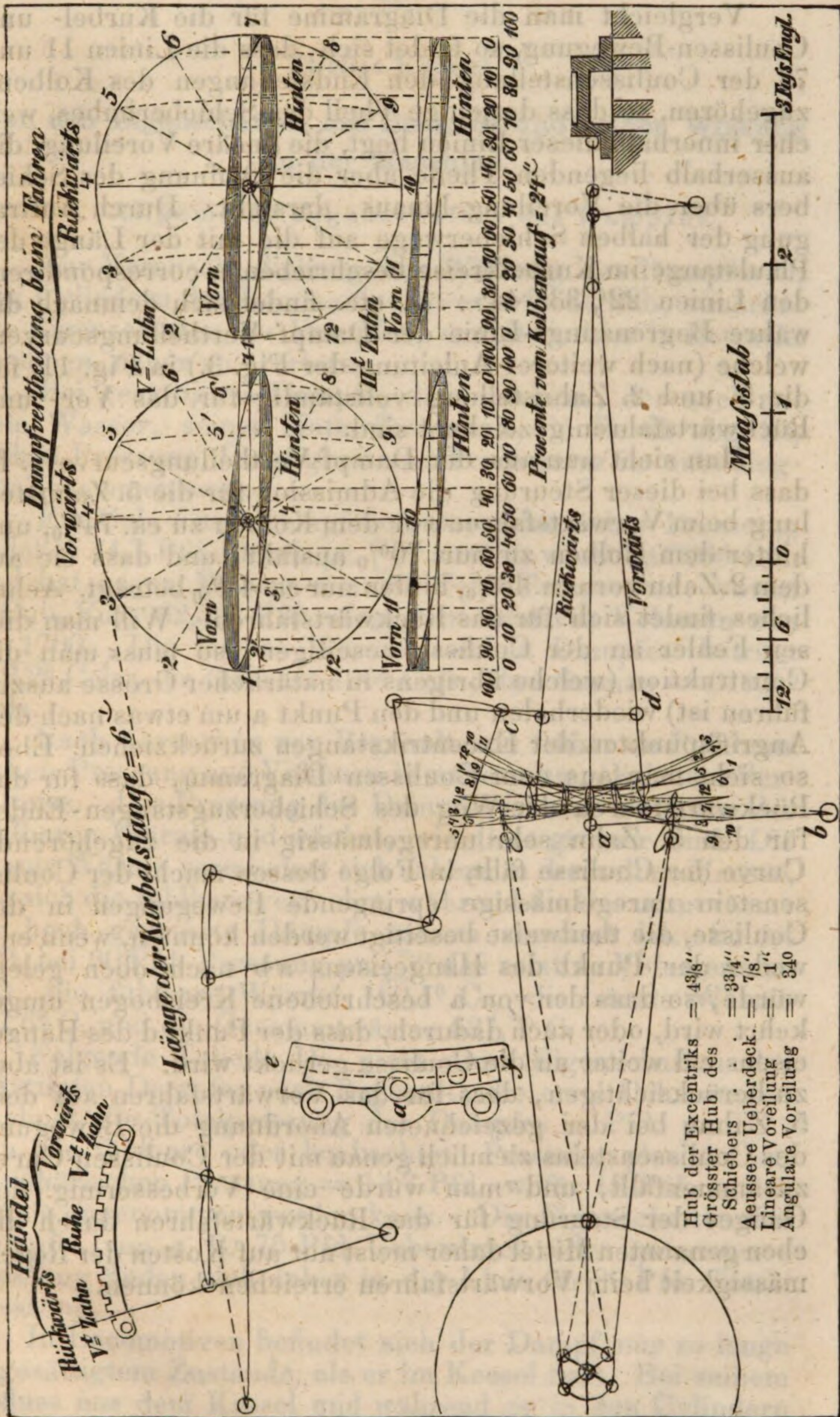
Verfolgt man den Zweck: eine Steuerung genau auszuführen oder auch sich von der Wirkungsweise einer bereits vorhandenen Steuerung eine genaue Anschauung zu verschaffen, so kann dieses nach Art der Fig. 11. geschehen, welche die bezüglichen Constructionen fast vollständig für die hannoversche Locomotive Nr. 148. zeigt. Durch die Notizen, welche direkt neben dieser Fig. 11. gemacht sind, wird sie nach den vorhergegangenen Angaben im Allgemeinen selbstverständlich sein und es braucht desshalb zu ihrer nähern Erörterung nur auf das Nachstehende speciell hingewiesen zu werden.

Die Steuerung gehört zu der Art der Fig. 8. Es schwingt die Coulissee auf dem festen Hängeeisen *ab*, während die Schieberzugstange in die verschiedenen Hublängen der Coulissee eingestellt wird. Dabei beschreiben die Angriffspunkte der Excentrikstangen die gezeichneten schleifenartigen Curven und ebenso werden von den Punkten der Mittellinie *ef* Curven beschrieben, welche für die 2. und 5. Zahnstellung am Gradbogen in der Figur 11. gezeichnet sind. Diese Curven laufen auf den Linien 11, 22, 33, . . . . . 77, 88, . . . . 12 12, im Coulissen-Diagramm fort, die ihrerseits durch die Umdrehungswinkel der Vor- und Rückwärts-Excentriks mit den Punkten 1, 2, 3 . . . . . 12, des Kurbelkreises correspondiren.

Das Ende der Schieberzugstange macht Bewegungen, die einmal an die Curven der Coulissen-Mittellinie, alsdann aber auch an den Kreisbogen gebunden sind, welchen der Punkt *d* des Hängeeisens *cd* zu machen gezwungen ist; es entstehen daraus die Linien, welche die Curven durchschneiden und ihre Projektion giebt die wirklichen Schieberwege.



Fig. 11. Steuerung der Hannoverschen Maschine Nr. 148.





Eigenschaften mannichfache Veränderungen, die seine Pressung, auf die es hier zunächst ankommt, bedeutend alteriren.

Tabelle IV.

| Total-Pressung<br>pr. □ "<br>in Pfunden<br>engl. | Relatives<br>Volumen | Temperatur<br>Celsius | Total-Wärme | Gewicht<br>pr. Cub.-Fuss<br>engl. |
|--------------------------------------------------|----------------------|-----------------------|-------------|-----------------------------------|
| 15                                               | 1669                 | 100,5                 | 619,2       | 0,0373                            |
| 20                                               | 1280                 | 108,8                 | 621,9       | 0,0487                            |
| 30                                               | 881                  | 121,3                 | 625,8       | 0,0707                            |
| 40                                               | 677                  | 130,7                 | 628,0       | 0,0921                            |
| 50                                               | 552                  | 138,3                 | 630,8       | 0,1129                            |
| 60                                               | 467                  | 144,8                 | 632,2       | 0,1335                            |
| 70                                               | 406                  | 150,5                 | 634,0       | 0,1535                            |
| 80                                               | 359                  | 155,5                 | 635,3       | 0,1736                            |
| 90                                               | 323                  | 160,1                 | 637,7       | 0,1929                            |
| 100                                              | 293                  | 164,3                 | 638,8       | 0,2127                            |
| 110                                              | 269                  | 168,1                 | 639,8       | 0,2317                            |
| 120                                              | 249                  | 171,7                 | 640,6       | 0,2503                            |
| 130                                              | 231                  | 175,1                 | 641,4       | 0,2698                            |
| 140                                              | 216                  | 178,2                 | 642,0       | 0,2885                            |

Im Locomotivkessel wird im Vergleich zu seinem cubischen Inhalte so viel Dampf producirt, dass der obere Wasserspiegel bei seiner geringen Ausdehnung in steter Wallung begriffen ist, es kann desshalb nicht ausbleiben, dass, wenn Dampf mit grosser Geschwindigkeit aus dem beschränkten Dampftraume des Kessels abfliesst, kleine noch unverdampfte Wassertheilchen mit übergerissen werden. Die Erscheinung des „nassen Dampfes“ findet in beschränktem Maasse fast immer statt, kann aber unter ungünstigen Kesselverhältnissen und namentlich bei nicht ganz frischem und schmutzigem Kesselwasser oft sehr bedeutend und störend werden. Das mit übergerissene Wasser wird zunächst verdampfen und dabei dem bereits isolirten Dampfquantum Wärme entziehen: Temperatur und Pressung werden also sofort gleichmässig fallen müssen.

Eine weitere Veränderung des Dampfes findet auf seinem Wege nach und in den Cylindern statt. Die mittlere Temperatur der Cylinder ist stets kleiner, als die im Kessel. Admission, Expansion und Exhaustion bedingen mit der Verschiedenheit ihrer zugehörigen Dampfpressungen auch verschiedene Temperaturen, woraus sich nothwendig eine mittlere Temperatur für das Cylinder-Material zusammen-



setzt, die kleiner sein muss, als die Temperatur des Dampfes bei seinem Eintritt in den Cylinder. Auf alle Fälle muss deshalb während der Admissionsperiode der Dampf Wärme an den Cylinder abgeben, womit seine Pressung um ein Entsprechendes fällt und sich einiger Dampf im Cylinder condensirt.

Bei der üblichen Konstruktion von Locomotiven werden die Dampfzuleitungsrohre nach den Cylindern durch die Rauchkiste geführt, welche vermöge der durch sie entweichenden Verbrennungsprodukte eine mittlere Temperatur von ca.  $300^{\circ}$  C. besitzt. Bei zweckmässiger Anordnung der Dampfrohre kann es gelingen, den Dampf, während er durch dieselben strömt, von der bereits bei seinem Austritt aus dem Kessel verlorenen Wärme wieder etwas zuzuführen, oder ihn sogar etwas zu überhitzen, wodurch der in den Cylindern zu erwartende fernere Verlust an Temperatur und Pressung theilweise wieder eingebracht werden kann. Ausserdem ist der Unterschied wichtig, welcher wegen der Grösse der mittleren Temperatur in den Cylindern für Maschinen mit inwendig und auswendig liegenden Cylindern besteht. Bei inside-Cylinder-Locomotiven ragen die Cylinder in die stark erwärmte Rauchkiste hinein, können also von dieser Wärme aufnehmen, wodurch ihre mittlere Temperatur bedeutend erhöht werden kann. Bei outside Cylindern dagegen ist eine gewisse partielle Condensation des admittirten Dampfes nie ganz zu vermeiden.

Während der Admission erleidet der Dampf einen weitem Verlust an Pressung durch die Reibung und seine Geschwindigkeit in den Zuleitungsrohren und Dampf-Canälen, die oft sehr enge mit vielen Biegungen und scharfen Kanten construirt sind.

Den unmittelbaren Verlust durch Reibung kann man für sich sehr schwer genau bestimmen, nach Analogie mit der Bewegung anderer gasförmiger Körper in Röhren kann man aber annehmen, dass die Reibung mit der Dichtigkeit des Dampfes und dem Quadrate seiner Geschwindigkeit, eben so mit der Länge der Röhren, wächst, dass es daher wichtig ist, in den Zuleitungsrohren und Canälen alle Verengungen und scharfen Biegungen zu vermeiden, deren Einfluss nothwendig die Pressung des Dampfes herabziehen muss.

Den Verlust durch die von dem Dampfe in den Zuleitungsrohren zu entwickelnde Geschwindigkeit kann man folgender Weise schätzen:



Bezeichnet:

$p$  die Pressung des aus einem Behälter ausströmenden Dampfes pr.  $\square''$ ;

$p_1$  die Pressung des Mediums, in welches er fließt;

$w$  das Gewicht von einem Cub.-Fuss des ausströmenden Dampfes, und

$v$  die Ausflussgeschwindigkeit, so ist

$$v = 96 \sqrt{\frac{p-p_1}{w}}.$$

Hiernach berechnet sich, wenn man  $p_1 = 15$  Pfd. = der atmosphärischen Pressung setzt, die folgende Tabelle V.

Tabelle V.

| Für $p$ in Pfdn.<br>pr. $\square''$ | $v$ in Fussen<br>pr. Sec. |
|-------------------------------------|---------------------------|
| 10                                  | 1241                      |
| 30                                  | 1643                      |
| 50                                  | 1791                      |
| 70                                  | 1877                      |
| 90                                  | 1936                      |
| 110                                 | 1972                      |
| 130                                 | 2004                      |

wonach sich die natürliche Ausflussgeschwindigkeit des Dampfes in ein atmosphärisches Medium findet, was auf die Exhaustion des Dampfes einigen Bezug hat. Bei der Admission in Locomotiv-Cylindern ist aber der darin bereits vorhandene Arbeitsdruck das Medium, in welches der hinzutretende Dampf fließt, und man wird aus obiger Formel die Differenz der Pressung ableiten können, die sich als natürlicher Verlust ergibt, wenn der Dampf mit einer gewissen Geschwindigkeit aus dem Kessel in den Cylinder strömt. Diese Differenz ist:

$$p - p_1 = \frac{w.v^2}{9216}.$$

Beträgt z. B. bei einer Locomotive die Geschwindigkeit des Kolbens = 10' pr. Sec. das Verhältniss der Querschnitte der Zuleitungskanäle und Cylinder 1:20, die Geschwindigkeit des Dampfes in den Zuleitungsröhren also = 200' pr. Sec., ist ferner die Pressung des Dampfs im Kessel = 100 Pfd. pr.  $\square''$ , daher sein Gewicht pr. Cub.-Fuss = 0,2127 Pfd., so findet durch die entwickelte Dampf-Geschwin-



digkeit ein Verlust an Pressung von nahezu 1 Pfd. statt, oder der Dampf tritt mit 99 Pfd. Pressung in den Cylinder.

Der Dampf erleidet also schon bei vorausgesetzter freier Bewegung Verlust an Pressung, welcher noch grösser wird, wenn man erst den Widerstand, welchen die Wandungen der Röhren als solche darbieten, berücksichtigt.

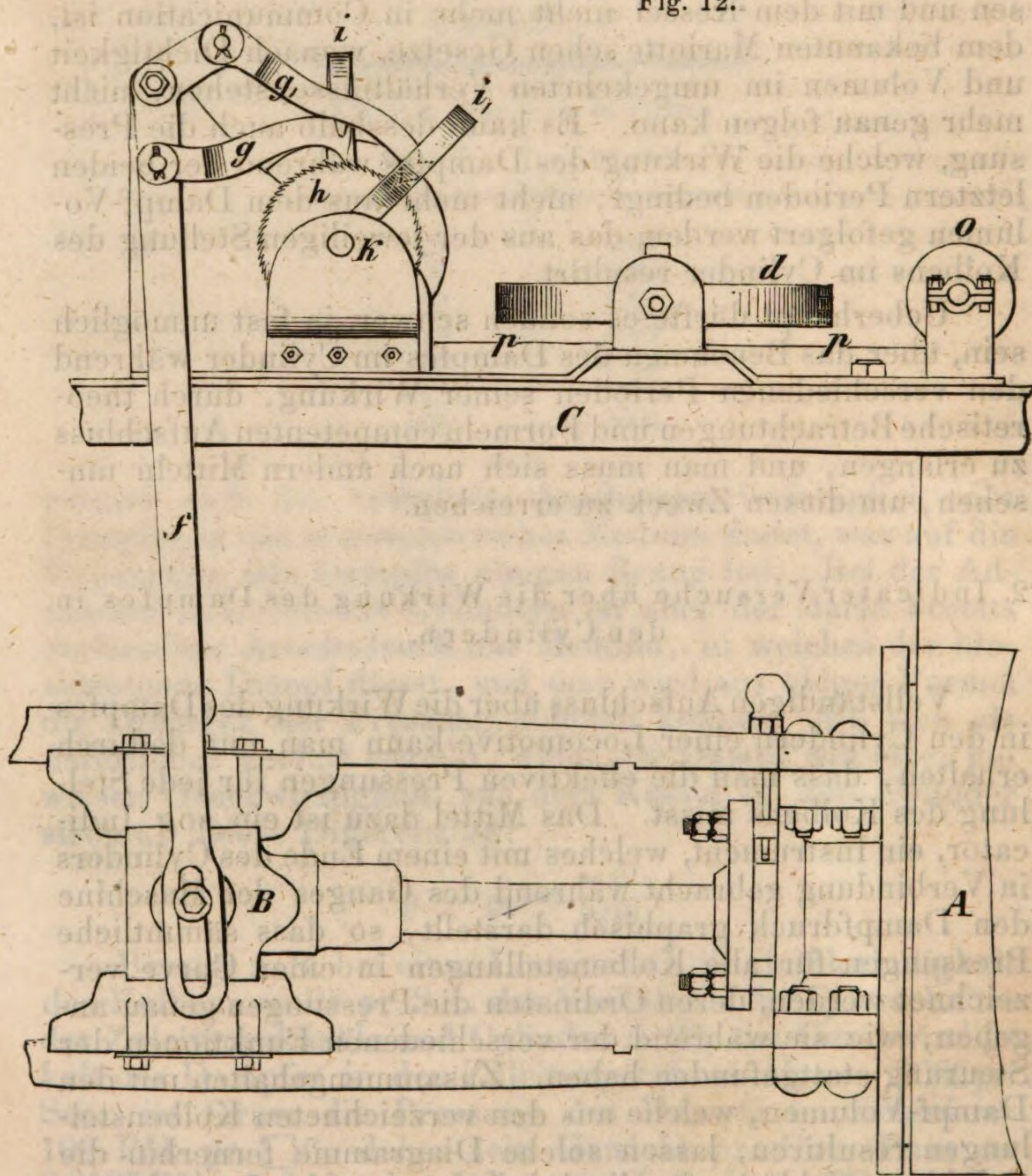
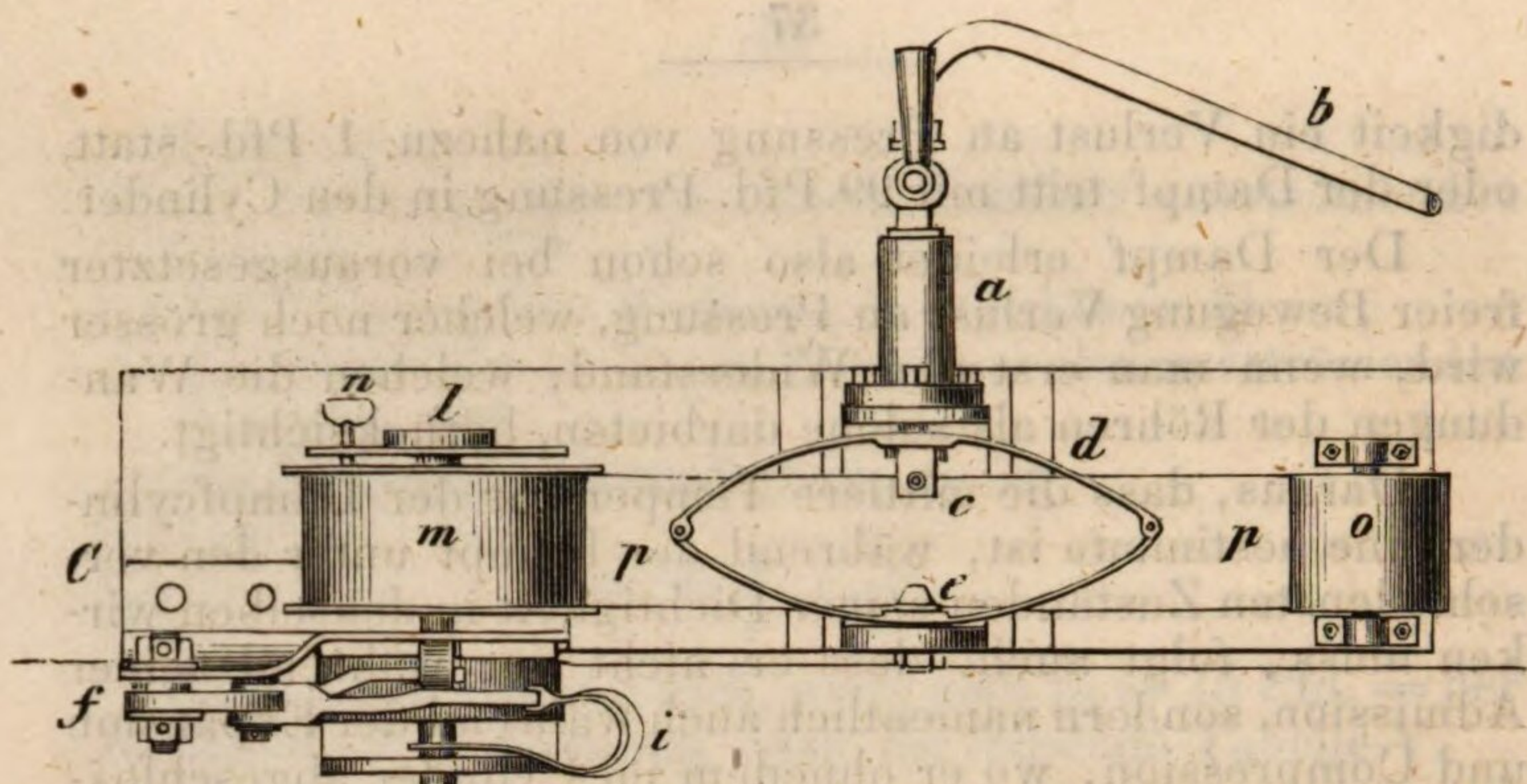
Daraus, dass die mittlere Temperatur der Dampfeylinder eine bestimmte ist, während der Dampf unter den verschiedensten Zuständen seiner Dichtigkeit in denselben wirken muss, folgt auch, dass er nicht nur während seiner Admission, sondern namentlich auch während der Expansion und Compression, wo er ohnedem im Cylinder abgeschlossen und mit dem Kessel nicht mehr in Communication ist, dem bekannten Mariotte'schen Gesetze, wonach Dichtigkeit und Volumen im umgekehrten Verhältnisse stehen, nicht mehr genau folgen kann. Es kann desshalb auch die Pressung, welche die Wirkung des Dampfes während der beiden letztern Perioden bedingt, nicht mehr aus dem Dampf-Volumen gefolgert werden, das aus der jeweiligen Stellung des Kolbens im Cylinder resultirt.

Ueberhaupt dürfte es sonach schwer, ja fast unmöglich sein, über das Benehmen des Dampfes im Cylinder während den verschiedenen Perioden seiner Wirkung, durch theoretische Betrachtungen und Formeln competenten Aufschluss zu erlangen, und man muss sich nach andern Mitteln umsehen, um diesen Zweck zu erreichen.

## 2. Indicator Versuche über die Wirkung des Dampfes in den Cylindern.

Vollständigen Aufschluss über die Wirkung des Dampfes in den Cylindern einer Locomotive kann man nur dadurch erhalten, dass man die effektiven Pressungen für jede Stellung des Kolbens misst. Das Mittel dazu ist ein sog. Indicator, ein Instrument, welches mit einem Ende des Cylinders in Verbindung gebracht während des Ganges der Maschine den Dampfdruck graphisch darstellt, so dass sämtliche Pressungen für alle Kolbenstellungen in einer Curve verzeichnet werden, deren Ordinaten die Pressungen genau angeben, wie sie während der verschiedenen Funktionen der Steuerung stattgefunden haben. Zusammengehalten mit den Dampf-Volumen, welche aus den verzeichneten Kolbenstellungen resultiren, lassen solche Diagramme fernerhin die richtigsten Schlüsse für die Arbeitsleistung des Dampfes zu.







Einen Indicator, wie er von dem Verfasser construirt und zu Versuchen angewandt ist, zeigt die Fig. 12. im Grund- und Aufriss. Das Instrument liefert 2 Bewegungen rechtwinklig aufeinander stehend: die eine giebt die dem Dampfdruck im Cylinder proportionalen Wege des Schreibstifts, die andere repräsentirt die fortschreitende Bewegung des Kolbens. Der Apparat ist behuf Anbringung an Maschinen mit auswendigen Cylindern construirt, A ist der Cylinder, B der Kreuzkopf und C das Trittbrett, auf das er gestellt ist. Der Cylinder A communicirte bei den Versuchen mit seinem vordern Ende mittelst des Rohres b mit dem kleinen Cylinder a von 1 □" Querschnitt, der bei c einen aus Blei hergestellten und durch eine Spiralfeder niedergehaltenen Schreibstift trägt. Der Kolben bewegt sich dampfdicht in dem Cylinder a und empfängt durch die doppelte Bogenfeder d seinen Gegendruck, der im Voraus durch direkte Belastung sowohl, als durch Dampfdruck-Versuche gemessen wurde, um die Pressungen genau zu erfahren, die den Wegen proportional sind, welche der Schreibstift c in der Richtung nach dem festen Schreibpunkte e macht. Ferner ist der Hebel f des Apparats mit dem Kreuzkopfe B der Kolbenstange in Verbindung gebracht, so dass sein langer Schenkel den Bewegungen des Kolbens im Cylinder genau folgt. Der Hebel f trägt oben 2 Sperrkegel g und g<sub>1</sub>, die durch die beiden Federn i und i<sub>1</sub> mit dem feingetheilten Sperrrade h in stetem aber abwechselndem Eingriff erhalten werden. Das Sperrrad h bewegt sich mit seinem Umfange stets in derselben Richtung fort, wenn der Hebel f mit dem Kolben seine hin- und hergehenden Bewegungen macht. Mit nur einem geringen Fehler, welcher in den Bogenwegen der Hebel und Sperrkegel seinen Grund hat, fällt daher die Umfangs-Bewegung des Sperrrades durchaus proportional der beschleunigten oder verzögerten Bewegung des Kolbens aus. Das Sperrrad und eine Platte l sind auf der Achse k festgekeilt und zwischen ihnen läuft lose die Rolle m, welche mit dem Stifte n jederzeit arretirt und so zu der dem Sperrrade h mitgetheilten Winkelgeschwindigkeit veranlasst werden kann. Auf die Rolle o ist nun ein möglichst langer Papierstreifen p aufgewickelt, welcher, wenn die Zapfen der Rolle o etwas festgeklemmt werden, sich nur mit einem gewissen Widerstande davon abwickeln lässt. Der Papierstreifen p läuft unter den Schreibstiften c und e durchgehend nach der Rolle m und wird hier, sobald die Rolle m mit dem Stifte n befestigt ist, durch die Bewegungen des Kolbens in derselben Richtung

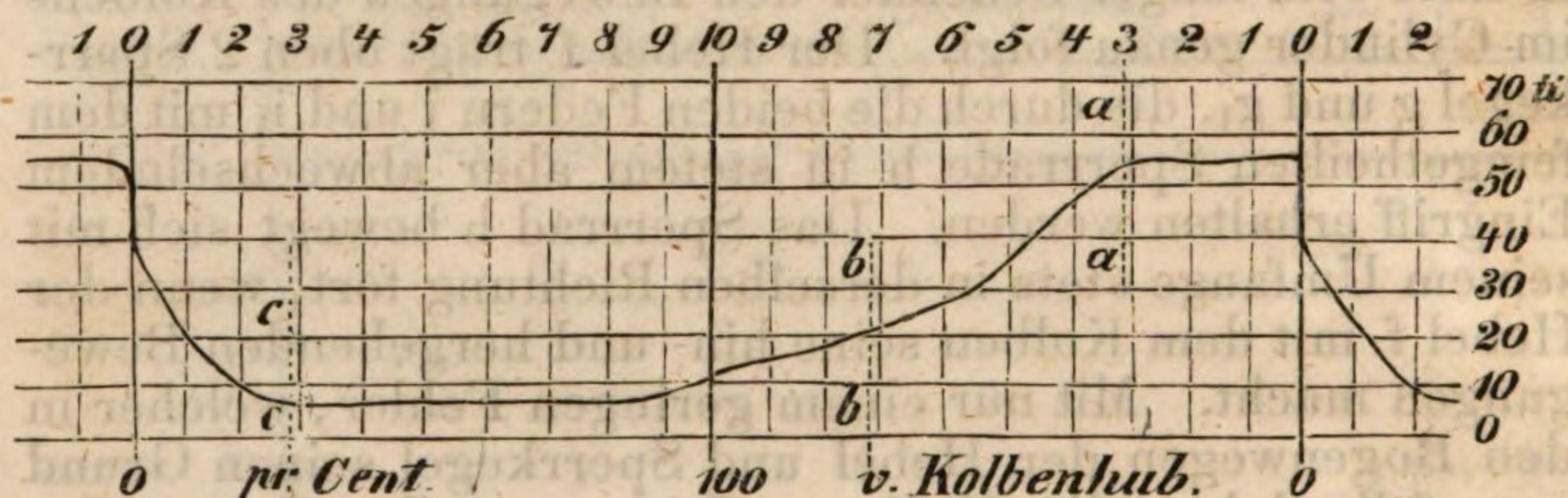


fortschreitend, aufgewickelt. Die Wege, welche der Papierstreifen unter den Schreibstiften *c* und *e* macht, müssen daher proportional den Bewegungen des Kolbens ausfallen, und jedem Zoll des Kolbenweges muss ein aliquoter Wegtheil auf dem Papierstreifen entsprechen. Durch die Combination der Bewegungen des Schreibstifts *c* mit der fortschreitenden Bewegung des Papierstreifens *p* müssen daher auf letzterem Begrenzungslinien — Curven — Diagramme — entstehen, welche direkt den Dampfdruck im Cylinder für die jedesmalige Kolbenstellung verzeichnet enthalten.

Die Formen der Diagramme sowie ihre Ordinaten als Pressungen und ihre Abscissen als Kolbenwege, erklären genau die Vorgänge im Cylinder, während der Admission, Expansion, Exhaustion und Compression des Dampfes und lassen ausserdem wegen der damit bekannt gewordenen Dampft-Volumen Schlüsse über den nutzbaren Wasserverbrauch, die Nutzleistung der Locomotive und alle andern Nebenfragen zu, welche irgend auf die Aktion des Dampfes in der Maschine Bezug haben.

Um zunächst den Gebrauch des Instruments zu zeigen, ist in Fig. 13. ein Diagramm dargestellt, welches von der

Fig. 13.



Hannoverschen Locomotive Nr. 100. beschrieben ist, die auswendige Cylinder von 15" Durchmesser mit 24 Zoll Kolbenhub, 4 gekuppelte Triebräder von 5 Fuss Durchmesser hat, und die incl. ihres verproviantirten Tenders 35 Tons wiegt. Das Diagramm wurde beschrieben, als die Maschine auf horizontaler Bahn eine Brutto-Last von 85 Tons mit 3 geogr. Meilen Geschwindigkeit pr. Stunde zog, wobei der Dampfdruck im Kessel 90 Pfd. betrug, der Regulator halb geöffnet war und das Steuerungshändel auf dem 1. Zahn nach Vorwärts lag. Das Diagramm ist in der Hälfte der Grösse gezeichnet, welche der Apparat direkt ergeben hat. Es ist von der Vorderseite des Kolbens entnommen und zeigt von der Ordinate *o* anfangend, welche mit dem



Beginn des Kolbenhubes correspondirt, bei 32% vom Kolbenhube das Ende der Admissionsperiode, während welcher im Cylinder eine nahezu constante Pressung von 55 Pfd. stattfand, von hier expandirt der Dampf bis auf ca. 73% vom Kolbenlaufe, was eine Expansionsperiode von 41% und zugleich für den Hingang des Kolbens eine Exhaustion von 27% nachweist. Der Kolben kommt hiernächst auf seiner hintern Endstellung bei der Ordinate 100 an und beginnt den Rückgang, wobei sich zunächst die Exhaustion um 73% fortsetzt, während welcher die Dampfspannung bis auf 6 Pfd. pr.  $\square$ “ fällt. Bei der Entfernung von 27% von 0 endlich wird die Exhaustion unterbrochen und es beginnt die Compression des nunmehr vor dem Kolben eingeschlossenen Dampfes, bis sich bei Ankunft des Kolbens auf dem vordern todten Punkte die Dampfspannung wieder auf die der Admission erhebt, und ein neues Bild erscheint, das dem eben beschriebenen gleich ist.

Vergleicht man die durch dies Diagramm gegebenen Zahlen für die Admission, Expansion und Compression mit denen der Tabelle auf Seite 29, welche von derselben Locomotive Nr. 100. theils durch Beobachtung, theils durch Berechnung auf anderm Wege entstanden ist, so wird man in der That eine Uebereinstimmung finden, die für die Richtigkeit und vollständige Brauchbarkeit des Diagramms bürgt.

Um richtig auf dem Diagramme zu lesen, ist es nothwendig, die Abscissenaxe als die Linie für 0 Pfd. fühlbare oder für die atmosphärische Pressung, die Nullpunkte der Abscissenaxe, welche mit den Endpunkten des Kolbenhubes zusammenfallen und die Theilpunkte der Abscissenaxe festzulegen, wie sie in Wirklichkeit mit den Längen des Kolbenlaufs correspondiren.

Die wirkliche Abscissenaxe für 0 Pfd. Pressung findet sich sehr einfach durch eine Parallele, welche in der Entfernung c e Fig. 12. zu der Linie gezogen wird, die von dem festen Schreibstifte e während des Fortschreitens des Papierstreifens geschrieben wurde. Die Pressung wird von dieser Linie ab in wirklichem Ueberdruck über der Atmosphäre gemessen. Denn weil in Locomotivcylindern die ganze Arbeit des Dampfes in der Atmosphäre vor sich geht, so muss die Abscissenaxe für 0 Pfd. Pressung in der That mit der Linie der atmosphärischen Pressung von nahe 15 Pfd. zusammenfallen.

Die Punkte für die Auftragung der bei 0 und 100 zu errichtenden Ordinaten finden sich durch das Diagramm selbst, für diese Ordinaten ist der Papierstreifen wie der



Kolben an seinem Hubende vollständig in Ruhe, während die Pressung im Cylinder sich ändert, der Schreibstift *e* beschreibt also von selbst einen Theil der Ordinaten 0 und 100, die nur entsprechend verlängert zu werden brauchen. Wäre man aber bei Versuchen über die wirkliche Lage dieser Punkte zweifelhaft, so kann man die Maschine durch Verschieben auf den Kolbenhub einstellen und durch langsames Anfahren bei demselben Expansionsgrade ein analoges Diagramm schreiben lassen, welches dann diese Punkte deutlich erkennen lässt. Auch würde es den Apparat nicht erheblich complicirter machen, wenn man einen 3. Schreibstift noch so mit dem Hebel *f* in Verbindung brächte, dass er die Wendepunkte des Kolbens notirt. Unsere Versuche haben indess eine solche Nothwendigkeit nicht herausgestellt.

Endlich ist wegen der kleinen Fehler, welche die Bogenwege des Hebels bedingen, die richtige Einschaltung der zwischenliegenden Ordinatenpunkte für 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80, 90% des Kolbenlaufs und umgekehrt wichtig. Das hierfür eingeschlagene Verfahren besteht einfach darin, dass mit dem Apparate selbst ein Maassstab angefertigt ist, der zwischen den Grenzen 0 und 100 und ebenso zwischen 100 und 0 von 10 zu 10% die richtigen Theilpunkte der Abscissenaxe des Diagramms für die entsprechenden Punkte des Kolbenlaufs enthält. Die Diagramme selbst fallen nun freilich in dem Maasse von verschiedener Länge aus, wie die Anzahl der Umwickelungen des Papierstreifens auf der Rolle *m* sich mehrten und nur nahezu zusammen liegende Diagramme haben dieselbe Länge. Fertigt man aber jenen Maassstab bei starker Wickelung der Rolle *m* an, so hat er die grösste Länge und ist für alle Diagramme gleich brauchbar, indem man die Theilpunkte durch schräges Ueberlegen des Maassstabes proportional nimmt. Der Fehler, welchen man begehen würde, wenn man das Diagramm von 0 bis 100 und 100 bis 0 ganz gleichförmig von 10 zu 10% theilte, ist indess sehr unerheblich, er verschwindet ganz auf der Mitte zwischen 30 und 70%, wo gerade in den meisten Fällen die Abschlüsse der Admission liegen, auf deren genaue Bestimmung es am Meisten ankommt.

Mit dem beschriebenen Indicator sind eine Reihe von Versuchen angestellt, deren Resultate im Nachfolgenden weiter berührt werden sollen.

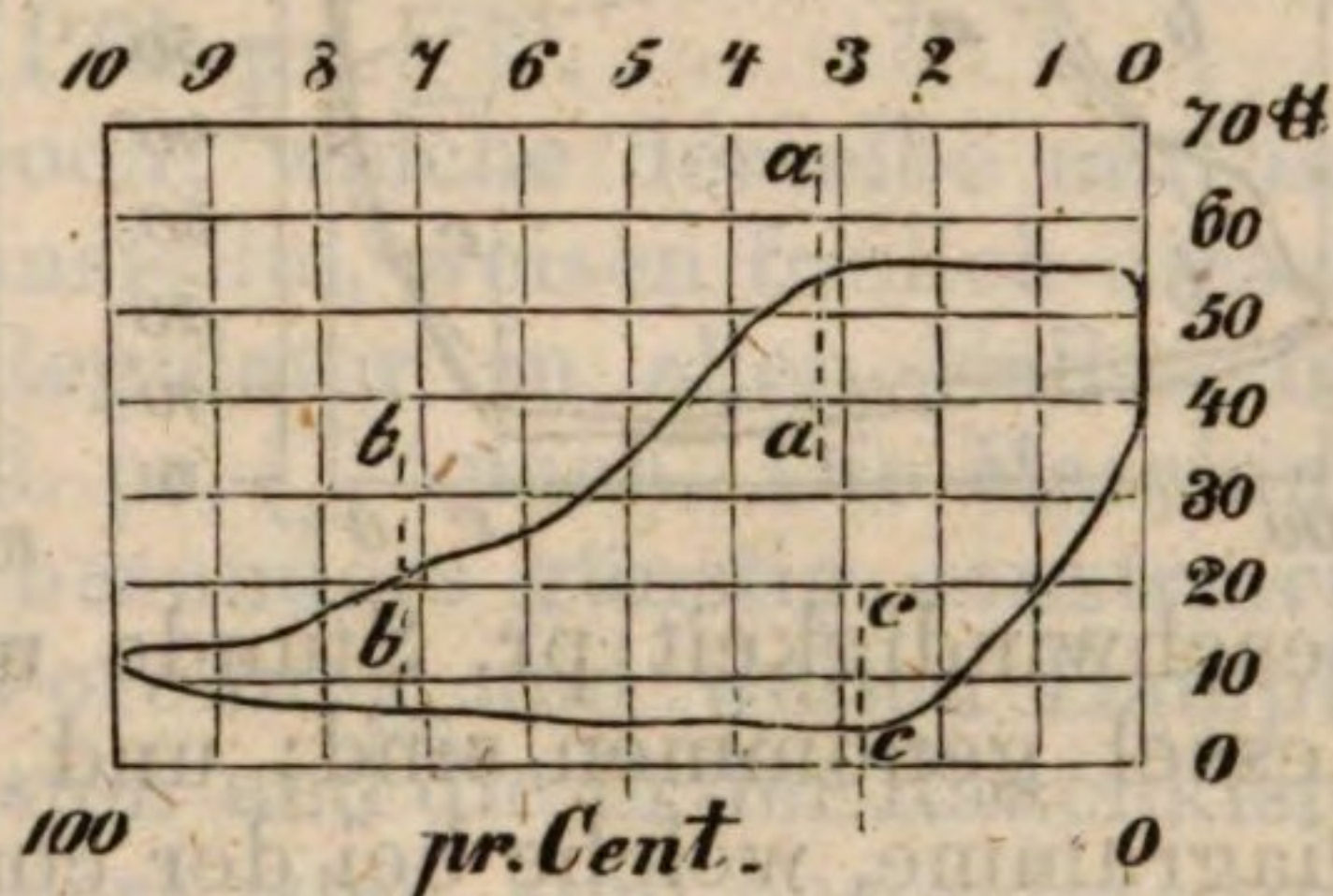
Ein ähnlicher Indicator ist von Mr. D. Gooch construirt und von demselben zu einer Reihe umfassender Versuche, die namentlich auf die Bestimmung der Zugkraft Bezug haben, benutzt. Ein 3. Indicator ist von M'Naught



angegeben und mit diesem hat Mr. K. Clark auf der Edinburgh-Glasgow- und der Caledonian-Eisenbahn vielfache Versuche angestellt, die derselbe sammt den Resultaten von D. Gooch in seinem Werke: *Railway Machinery*, by Daniel Kinnear Clark niederlegte.

Der Indicator von D. Gooch giebt ebenfalls continuirliche Diagramme, der Papierstreifen wird aber mit der gleichförmigen Winkel-Geschwindigkeit des Triebrades bewegt, so dass die Ordinaten der Diagramme auf der Abscissenaxe in solchen Intervallen zu stehen kommen, als sie der beschleunigten oder verzögerten Bewegung des Kolbens entsprechen. Bei dem M'Naught'schen Indicator dagegen findet die Stellung der Ordinaten nach Maassgabe der Stellung des Kolbens statt, dahingegen lässt sich mit demselben zur Zeit nur eine Figur schreiben, die ein wiederkehrendes Diagramm bildet. Der oben beschriebene Indicator verbindet also die Vortheile beider Apparate; die mit ihm erzielten Bilder lassen sich übrigens leicht in wiederkehrende Diagramme, wie die M'Naught'schen, umzeichnen, die in mancher Beziehung bequemer sind. Das Diagramm Fig. 13. nimmt dann die in Fig. 14. gezeichnete Gestalt an, wo die obere Linie für den Hingang, die untere für den Rückgang des Kolbens gilt.

Fig. 14.



### 3. Benehmen des Dampfes in den Locomotiv-Cylindern.

Es wird nunmehr darauf ankommen, mittelst Ableitungen von aus Versuchen hervorgegangenen Dampf-Diagrammen die Vertheilung und Wirkung des Dampfes in den Locomotiv-Cylindern näher zu untersuchen, vorher aber muss das Benehmen des Dampfes während der Admission, Expansion, Exhaustion und Compression besonders betrachtet werden:

#### a. Während der Admission des Dampfes.

Während der Admission nimmt im Allgemeinen die Dampflinie des Diagramms eine constante Höhe an, die um so viel niedriger gegen die Pressung im Kessel ist, als es die Zufluss-Geschwindigkeit des Dampfes und sonstige Nebenumstände bedingen, die weiter oben bereits angedeu-



tet sind. Daneben erscheinen auf der Linie der Admission Erhebungen und Senkungen, die theils in den Pulsationen des Dampfes als elastischer Körper, in dem Mechanismus des Apparats, in den Verengungen des Dampfkanals, in der dem Schieber eigenthümlichen Bewegung und endlich in der Stellung des Regulators ihren Grund haben. Gleicht man diese Unregelmässigkeiten mit Beibehaltung der während der Admissionsperiode eingeschlossenen Fläche des Diagramms aus, so bekommt man eine Linie der mittleren Pressung der Admission, welche von der Maximum-Pressung im Cylinder wohl zu unterscheiden ist. So zeigt Fig. 15. in der starken, leichten und punktirten Linie 3 Diagramme, welche von der Hannoverschen Maschine Nr. 100. für dieselbe Admission von 59% bei 1, 2 und 5 geograph. Meilen

Fig. 15.

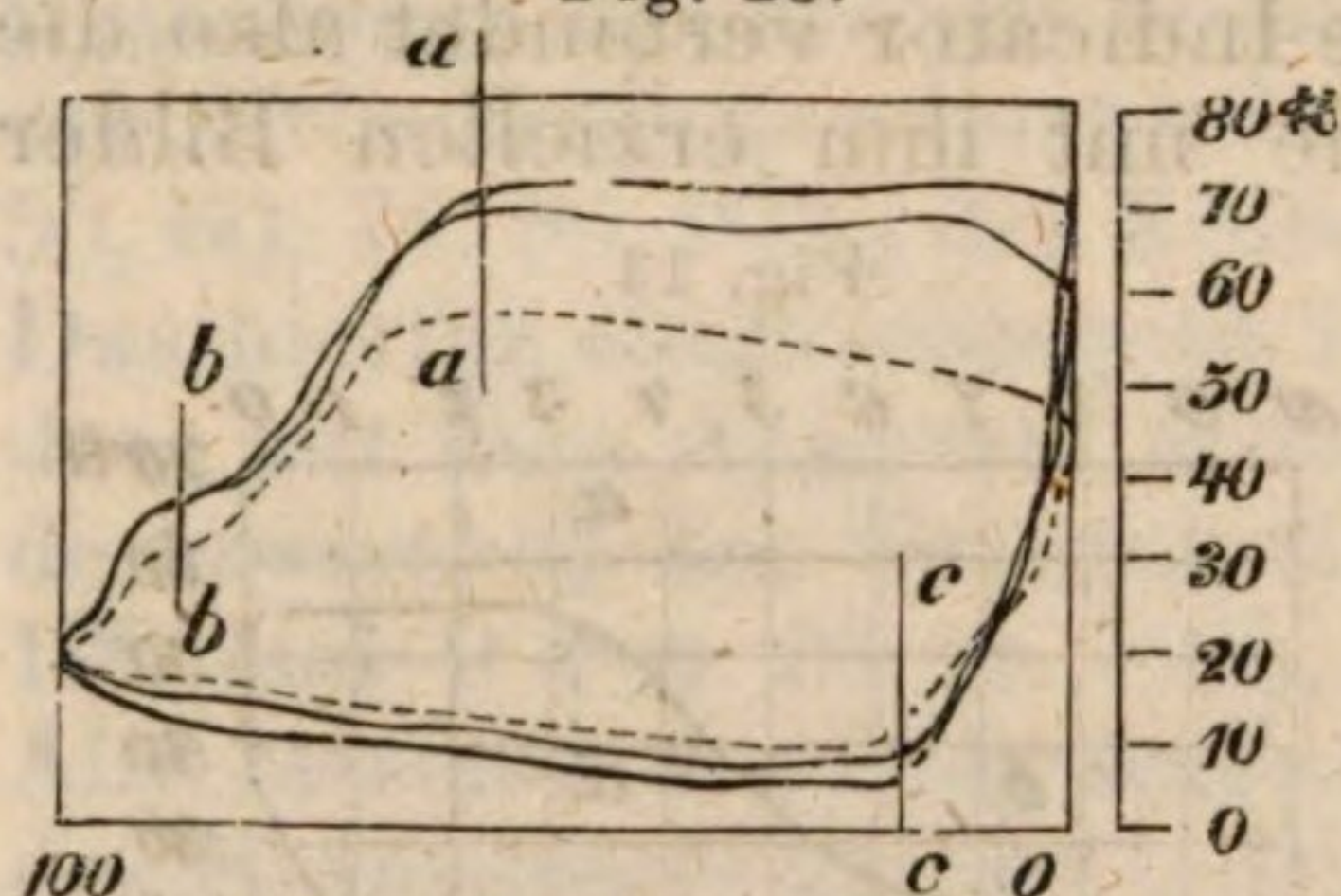
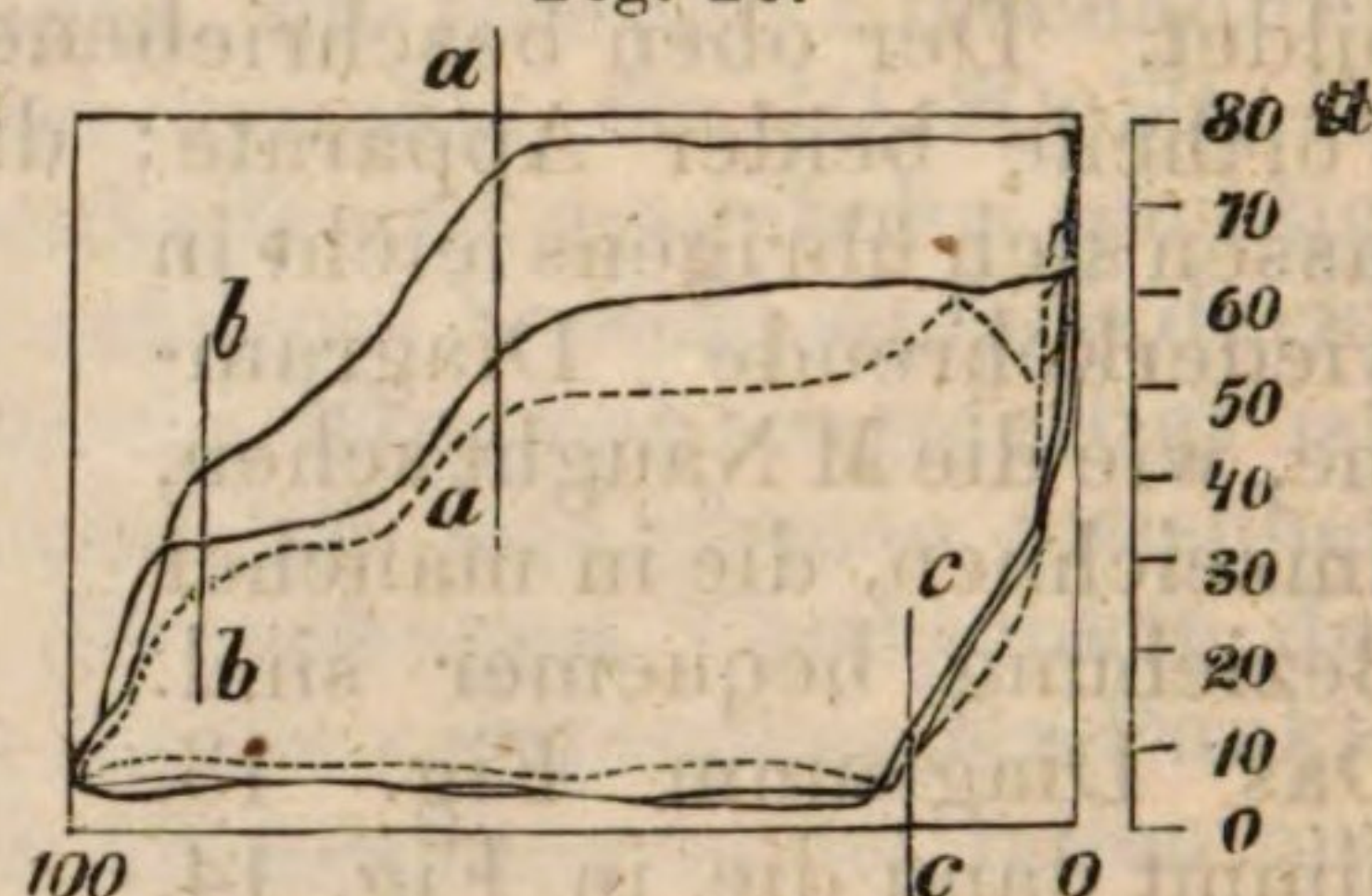


Fig. 16.



Geschwindigkeit pr. Stunde und bei 90 Pfd. Pressung im Kessel genommen sind; und Fig. 16. zeigt nach Clark 3 Diagramme, welche bei der constanten Admission von 59% für 1, 3 und 6 geogr. Meilen Geschwindigkeit pr. Stunde von der inside Locomotive Hebe entnommen sind. In Fig. 15. ist das punktirt gezeichnete Diagramm bei nur halb geöffnetem Regulator beschrieben.

Zwischen der Maximum-Pressung im Cylinder und der Pressung des Dampfes im Kessel eine allgemein gültige Relation zu geben ist sehr schwierig, wo nicht unmöglich.

Nach Versuchen von Mr. Clark, und eben so von M. M. Gouin und Le Chatelier kann man annehmen, dass, wenn der Regulator ganz geöffnet und so construirt ist, dass seine grösste Oeffnung mindestens  $\frac{1}{20}$  des Cylinderquerschnitts beträgt, also z. B. für einen 15zölligen Cylinder 8,8  $\square''$ , für einen 18zölligen Cylinder 12,7  $\square''$  Querschnitt hat, und wenn ferner die nach dem Schieberkasten führende Zuleitungsröhre einen Querschnitt hat, der mindestens  $\frac{1}{16}$  vom Kolben-Querschnitt beträgt, je nachdem die Geschwindigkeit wächst und je nach dem Umstande, ob der Dampf trocken oder nass ist: die Pressung im Schieberkasten



um 4—16 Pfd. geringer ist als im Kessel. Mit nur geringen Variationen erhält sich die Pressung im Schieberkasten constant. Im Cylinder dahingegen befindet sich der Dampf unter allen möglichen Zuständen, so dass die mit seiner Pressung zusammenhängende Temperatur von ca.  $160^{\circ}$  C. bis  $110^{\circ}$  Cels. wechselt. Für diese Temperatur-Unterschiede ist der Cylindermantel ein Ausgleicher, an den der Dampf bald Wärme abgibt und Pressung verliert, oder umgekehrt von dem er Wärme empfängt und Pressung gewinnt. Immer muss deshalb die Maximum-Pressung im Cylinder kleiner sein als im Schieberkasten. Ist aber durch genügende Voreilung und einen Dampfcanal am Cylinder von mindestens  $\frac{1}{14}$  vom Kolbenquerschnitt eine wirklich freie Admission ermöglicht, so kann man annehmen, dass dieser Unterschied wechselnd mit der Geschwindigkeit des Kolbens und der Trockenheit des Dampfes 2 bis 10 Pfd. beträgt. Bei geöffnetem Regulator liegt demnach der Unterschied zwischen Kessel- und Maximum-Cylinder-Pressung in den Grenzen von 6 bis 26 Pfd. pr.  $\square''$ .

Die Versuche von D. Gooch, welche derselbe mit der Locomotive „Great Britain“ anstellte, weisen freilich diesen Unterschied für geöffneten Regulator in allen Fällen im Durchschnitt nur zu ca. 8 Pfd. pr.  $\square''$  nach. Die Maschine ist aber in dieser Beziehung besonders günstig construirt, die Steuerung giebt bei  $\frac{1}{4}''$  Voreilung und weiten Dampfkanälen eine sehr freie Admission und die in der Rauchkiste liegenden Cylinder und Schieberkasten sind besonders gut gegen Abkühlung geschützt, dazu sind die Dampfrohren so durch die Rauchkiste geführt, dass sie von den entweichenden Gasen erheblich erwärmt werden müssen. Bei diesen Versuchen, welche sämmtlich bei hohen Geschwindigkeiten angestellt sind, soll im Mittel bei der Pressung im Kessel = 89 Pfd. die Pressung im Schieberkasten 90 Pfd. und die Maximum-Pressung im Cylinder 82 Pfd. betragen haben, wonach das Faktum des in der Rauchkiste überhitzten Dampfes feststände.

Im Allgemeinen und namentlich bei outside Cylinder-Maschinen kann man aber auf ein so günstiges Verhältniss der relativen Pressungen wie es die Maschine „Great Britain“ zeigte, nicht rechnen. Aussen liegende Cylinder sind selten so gut gegen Abkühlung geschützt, dass namentlich während der kalten Jahreszeit nicht ein erheblicher Verlust an Wärme stattfinden müsste; selbst bei kleinen Geschwindigkeiten weisen daher die Dampf-Diagramme mindestens eine Differenz von 8 Pfd. zwischen Kessel- und Maximum-



Cylinder-Pressung nach, die nach den oben angegebenen Umständen bis zu 28 Pfd. pr.  $\square$  " anwachsen kann.

Wird ausserdem der Regulator während der Admission theilweise geschlossen, so findet eine weitere sehr rasche Abnahme der Cylinder-Pressung statt, man kann mit dem Regulator den Dampf im beliebig expandirten Zustande admittiren. Bei  $\frac{1}{40}$  Regulatoröffnung vom Kolbenquerschnitt beträgt die Differenz der Pressungen schon mindestens 20%, bei  $\frac{1}{80}$  Oeffnung vom Kolbenquerschnitt ist die Cylinder-Pressung nach Versuchen von M. M. Gouin und Le Chatelier nur noch 50% von der Kesselpressung u. s. f.

Ausser diesen grossen Veränderungen ist das Dampf-Diagramm während der Admission noch kleineren Abweichungen unterworfen. Der Kolben lässt am Ende seines Hubes einen freien Raum im Cylinder, dessen Länge in der Regel  $\frac{1}{2}$  Zoll beträgt. Das während der Compression hierin eingeschlossene Dampfquantum, der Rest der vorhergehenden Cylinderfüllung, ist um so grösser, je länger die Compressionsperiode, oder je kleiner die Admission war. Der eingeschlossene Dampf wird schliesslich in den freien Raum zwischen Kolben und Cylinderdeckel zusammengedrückt und nimmt hier eine Pressung an, die sich der Maximum-Pressung im Cylinder, ja sogar der im Kessel mehr und mehr nähert, je länger die Compressionsperiode war und je kürzer der freie Raum im Cylinder ist. Mittlerweile beginnt der neue Dampfhub des Kolbens, der Schieber ist vermöge seiner Voreilung bereits geöffnet und der in den Cylinder strömende Dampf muss mit einer Pressung das Dampf-Diagramm beginnen, die von dem Zustande des comprimierten Dampfes abhängig ist. Bei gut gegen Abkühlung geschützten, namentlich inside Cylindern, ist dem Dampfe während der Compression wieder Wärme zugeführt und der comprimerte Dampf wird so zu sagen als neuer Dampf auftreten können. bei schlecht geschützten, namentlich Cylindern von outside Maschinen, wird der comprimerte Dampf dahingegen immer einen Theil condensirtes Wasser mit sich führen und die Compressions-Pressung sich desshalb nicht so hoch erheben können. Der hinzutretende Dampf findet daher bei letzteren Maschinen ein Dampfquantum vor, an das er zunächst einen Theil seiner Wärme und damit Pressung, abgeben muss. Das Dampf-Diagramm wird daher bei outside Maschinen, namentlich für längere Admissionen oder kürzere Compressionen zu Anfang der Admission eine Erniedrigung zeigen, wie es durch die Fig. 15. auch constatirt ist. Bei Fig. 16. dagegen, von einer inside Maschine



genommen, ist dies nicht so auffallend, bei dem punktirten Diagramm erhebt sich die Compression sogar über die mittlere Pressung der Admission.

Am Anfang der Admission wird das Diagramm ferner herabgezogen, wenn die Voreilung des Schiebers nicht hinreichend ist, und dem in den Cylinder tretenden Dampfe sich kein genügender Querschnitt darbietet, wenn der Dampf also nur mit zu grosser Geschwindigkeit in den Cylinder gelangen kann. Man sollte daher bei outside Maschinen in allen Fällen  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{5}{16}$  Voreilung für die Schieber annehmen und bei inside Maschinen gilt für die langen Admissionen dasselbe. Für kurze Admissionen kann bei inside Maschinen die Voreilung sich bis auf  $\frac{1}{8}$  verringern, weil in der Regel die richtige Dampfpressung durch die Compression aufgebracht wird. Ueberhaupt aber ist eine freie Admission wichtig, und kann man den Schiebern zumal desshalb etwas grössere Voreilung geben, weil durch den Gebrauch der Steuerung der Schieberhub und damit die Voreilung kleiner wird. Die Voreilung kann bei ausgenutzten Steuerungen ganz verschwinden, was auf das Dampf-Diagramm sehr nachtheilig influiren würde.

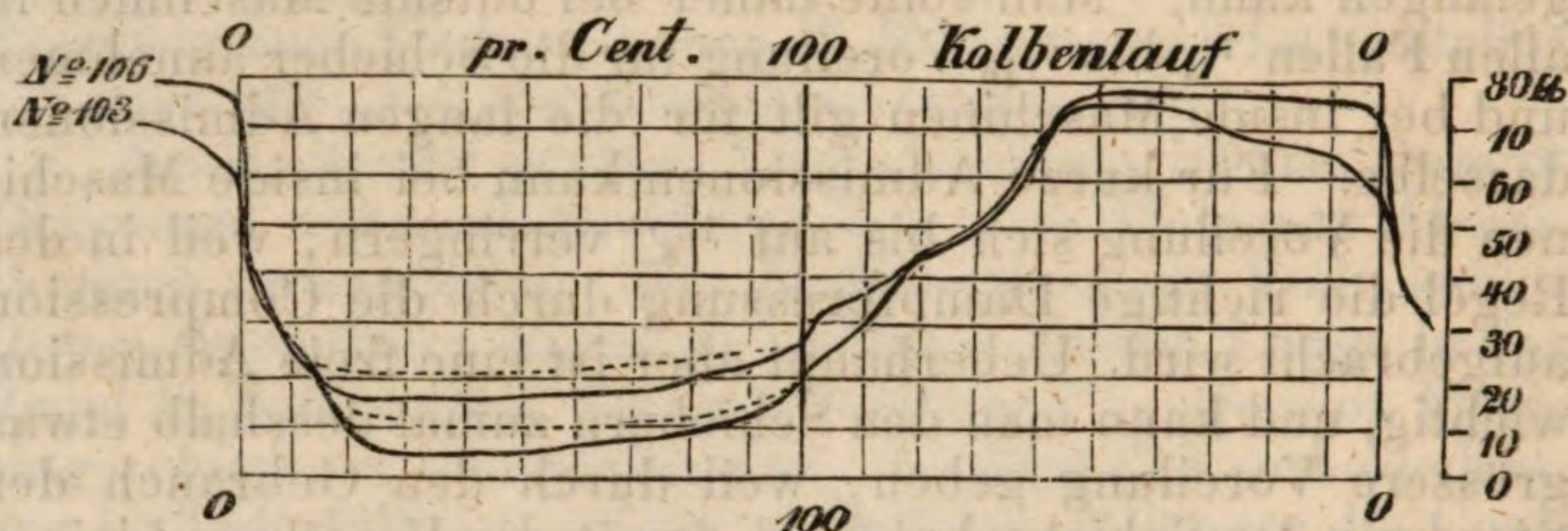
Zu vergleichenden Versuchen über den Einfluss einer freien Admission durch genügenden Querschnitt für den in den Cylinder tretenden Dampf gaben die beiden Hannoverschen Maschinen Nr. 106. und 103. Gelegenheit, beide outside Maschinen von denselben Verhältnissen, 19" Cylinder-Durchmesser und 27" Kolbenhub. Die Schieber haben dieselbe Voreilung von  $\frac{1}{4}$  Zoll und geben auf demselben Steuerungszahn dieselbe grösste Oeffnung. Der einzige Unterschied beider Maschinen besteht in der Länge der Dampfkanäle, welche bei Nr. 106. = 16", bei Nr. 103. aber nur  $10\frac{1}{2}$ " beträgt, so dass der Dampfcanal am Cylinder bei  $11\frac{1}{4}$ " Breite bei Nr. 106. dem eintretenden Dampfe einen Querschnitt von  $\frac{1}{16}$  und bei Nr. 103. einen Querschnitt von nur  $\frac{1}{22}$  vom Kolbenquerschnitt darbietet.

Die in Fig. 17. dargestellten Diagramme, von denen das in starker Linie gezeichnete der Maschine Nr. 106. zugehört, sind beide bei 46% Admission mit trockenem Dampfe von 90 Pfd. Kesselpressung bei derselben Kolbengeschwindigkeit von 300 Fuss pr. Minute und derselben Ladung entstanden, sie lassen es deutlich erkennen, welchen günstigen Einfluss der grössere Dampfkanal der Maschine Nr. 106. auf das Benehmen des Dampfes während der Admission hatte. Bei Nr. 106. ist das Dampf-Diagramm gleich zu Anfang der Admission auf seine grösste Höhe gehoben, während bei



Nr. 103. dasselbe zu Anfang um 15 Pfd. niedriger ist; erst gegen das Ende der Admission erreicht das Diagramm hier seine grösste Höhe, die aber dennoch gegen die der Maschine Nr. 106. zurückbleibt. Auf den ganzen Kolbenlauf reducirt, beträgt der positive Dampfdruck in Maschine Nr. 106. = 61,9 Pfd. pr.  $\square$ ", während er in Maschine Nr. 103. nur die Höhe von 59,7 Pfd. pr.  $\square$ " erreicht hat.

Fig. 17.



Neben der bereits empfohlenen freien Voreilung sind daher grosse Dampfkanäle nothwendig und kann es als gute praktische Regel betrachtet werden, den Dampfkanälen bei einer Weite, die mindestens um  $\frac{1}{4}$  Zoll grösser ist als die grösste Oeffnung des Schiebers, eine Länge zu geben, die um nur 2—3 Zoll kürzer ist als der Durchmesser des Cylinders. Man wird dann leicht einen Querschnitt von  $\frac{1}{16}$  vom Kolbenquerschnitt erreichen, der als genügend betrachtet werden kann.

Am Ende der Admission verengt der Schieber die Zuflussöffnung des Dampfes wiederum fortschreitend bis auf Nichts, und weil dasselbe in der Regel in den Theil des Cylinders fällt, wo der Kolben wegen der Winkelbewegung der Pläulstange nebst Kurbel seine grösste Geschwindigkeit hat, so muss gegen das Ende der Admission der geringer werdende Querschnitt für den Eintritt des Dampfes eine beträchtlich grosse Zuflussgeschwindigkeit bedingen. Bei allen Diagrammen, welche unter der Wirkung von wirklich trockenem Dampfe in gut geschützten Cylindern entstanden sind, findet daher gegen das Ende der Admission eine Erniedrigung der Pressung statt, die bereits, ähnlich wie bei der Wirkung des nur theilweise geöffneten Regulators, als eine Expansion betrachtet werden kann. Die Expansionscurve findet daher im Diagramm stets einen convexen Uebergang in die Admissionslinie, und nur bei geringen Kolbengeschwindigkeiten ist der Grenzpunkt deutlich zu erkennen.



Ist dahingegen das Diagramm mit nassem Dampfe unter Umständen beschrieben, wo in den Cylindern viel übergerissenes oder condensirtes Wasser vorhanden war, wo also die mittlere Pressung, welche das Diagramm für die ganze Admission nachweist, naturgemäss schon bedeutend gegen die Kesselpressung zurückbleiben musste, so wird sich während der Admission dieses Wasser durch die fortschreitende Aufnahme von Wärme in Dampf verwandeln und dadurch die niedriger gewesene mittlere Pressung noch bestehen bleiben, wenn der Dampfzufluss bereits unterbrochen ist. In Fig. 15. z. B. lässt es das 2. und 3. Diagramm unzweifelhaft erkennen, dass während der Admission bis *aa* der Dampf nass gewesen ist und dass kurz vor und nach dem Abschluss bei *aa* noch eine Verdampfung von früher condensirtem Wasser stattgefunden hat, wodurch diese Diagramme zu Anfang der Admission gedrückt und gegen ihr Ende so wie zu Anfang der Expansion gehoben erscheinen. Unter Umständen können mit Wasser im Cylinder Diagramme entstehen, deren niedrig gelegene, fast gerade Admissionslinie sich durch fast den ganzen Kolbenhub gleichmässig fortsetzt, welches Missverhältniss sofort hervortritt, wenn man die wirkliche Admissionsdauer in das Diagramm einträgt.

So verschieden daher immerhin die Diagramme für die Admissionsdauer ausfallen mögen, geben sie doch stets die gültigsten Werthe für die Maximum- und mittlere Admissions-Pressung im Cylinder. Die Resultate der Admissionen kann man, wie weiter unten gezeigt werden soll, sowohl der Berechnung der Arbeitsleistung des Dampfes, als auch der Berechnung des Wasserverbrauchs zum Grunde legen. Beides ist aber mit dem Benehmen des Dampfes während der Expansion und Exhaustion so eng verbunden, dass hierauf erst weiter eingegangen werden muss.

#### b. Während der Expansion des Dampfes.

Sobald der Dampfzufluss nach dem Cylinder durch den Schieber abgeschnitten ist, beginnt die Expansion des nunmehr isolirten Dampfolumens. Blicke während der Ausdehnung dieses Dampfolumens die Temperatur unverändert, so müsste sich die Totalpressung des Dampfes, d. i. die wirklich gemessene oder angezeigte Pressung plus 15 Pfd. (oder plus dem atmosphärischen Drucke) vermindern, wie sich das Volumen vergrössert. Ein so einfaches Verhältniss, welches als das Mariotte'sche Gesetz bekannt ist, besteht



aber für Locomotiv-Cylinder nicht, die Cylinder wirken mindestens als Ausgleicher der Temperatur, selten sind sie so angebracht, dass sie von Aussen Wärme aufnehmen können, in der Regel strahlen sie Wärme nach Aussen aus. In den meisten Fällen muss deshalb während der Expansion eine partielle Condensation des vorhandenen Dampfes stattfinden und das Diagramm mehr herabgezogen werden, als es nach dem Mariotte'schen Gesetze der Fall sein müsste. Nur dann, wenn der Dampf schon mit einer Quantität Wasser als „nass“ admittirt wurde, oder wenn während der Admission bereits durch zu niedrige Temperatur des Cylinders ein Theil Dampf condensirt war, wird sich für die Expansionsperiode das Diagramm mehr heben können. Solcher Gewinn am Diagramm ist aber für die Gesamt-Wirksamkeit des Dampfes nur ein scheinbarer, weil die Admissionslinie vorher verhältnissmässig vielmehr gedrückt war.

Fig. 18.

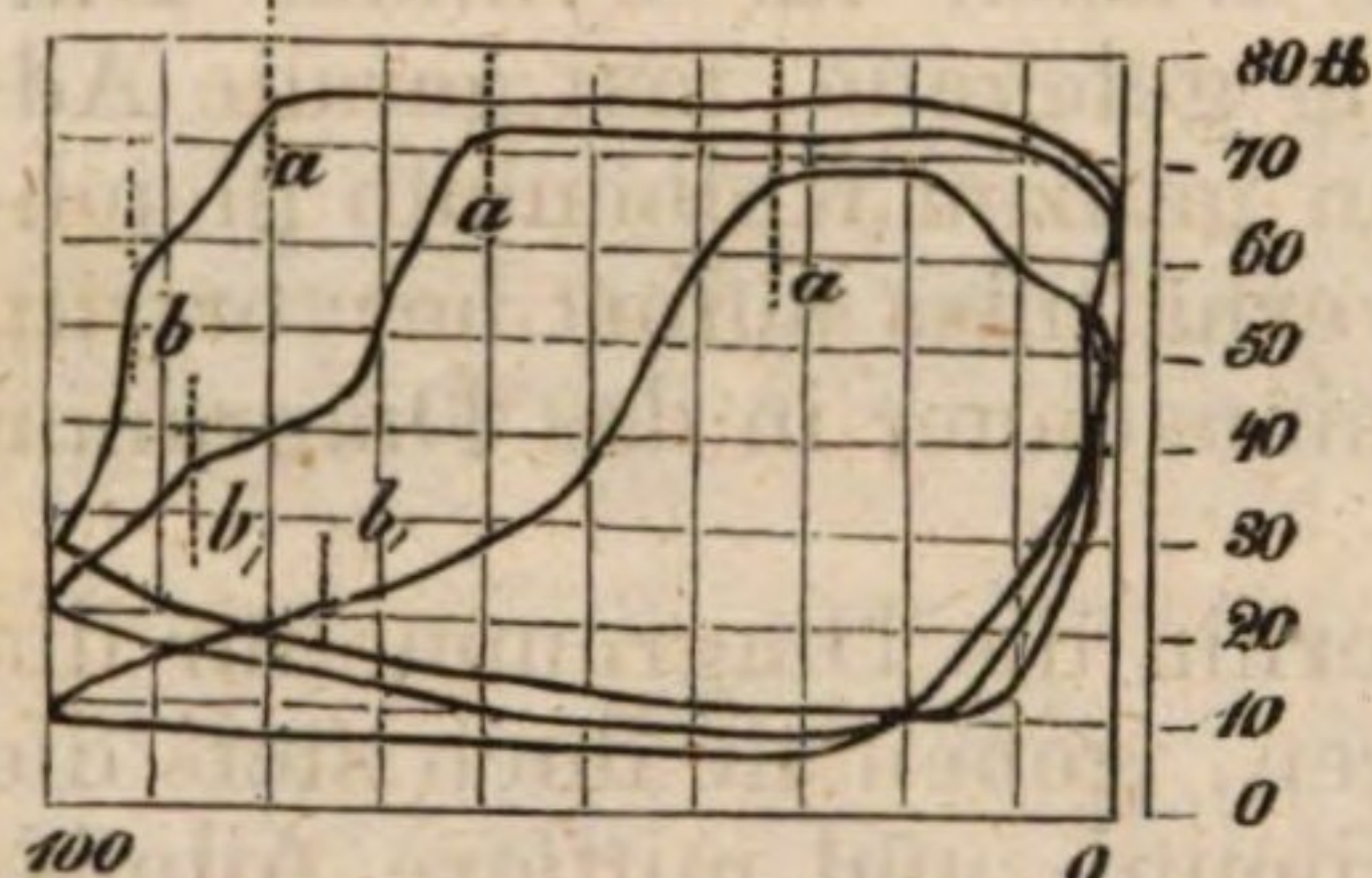
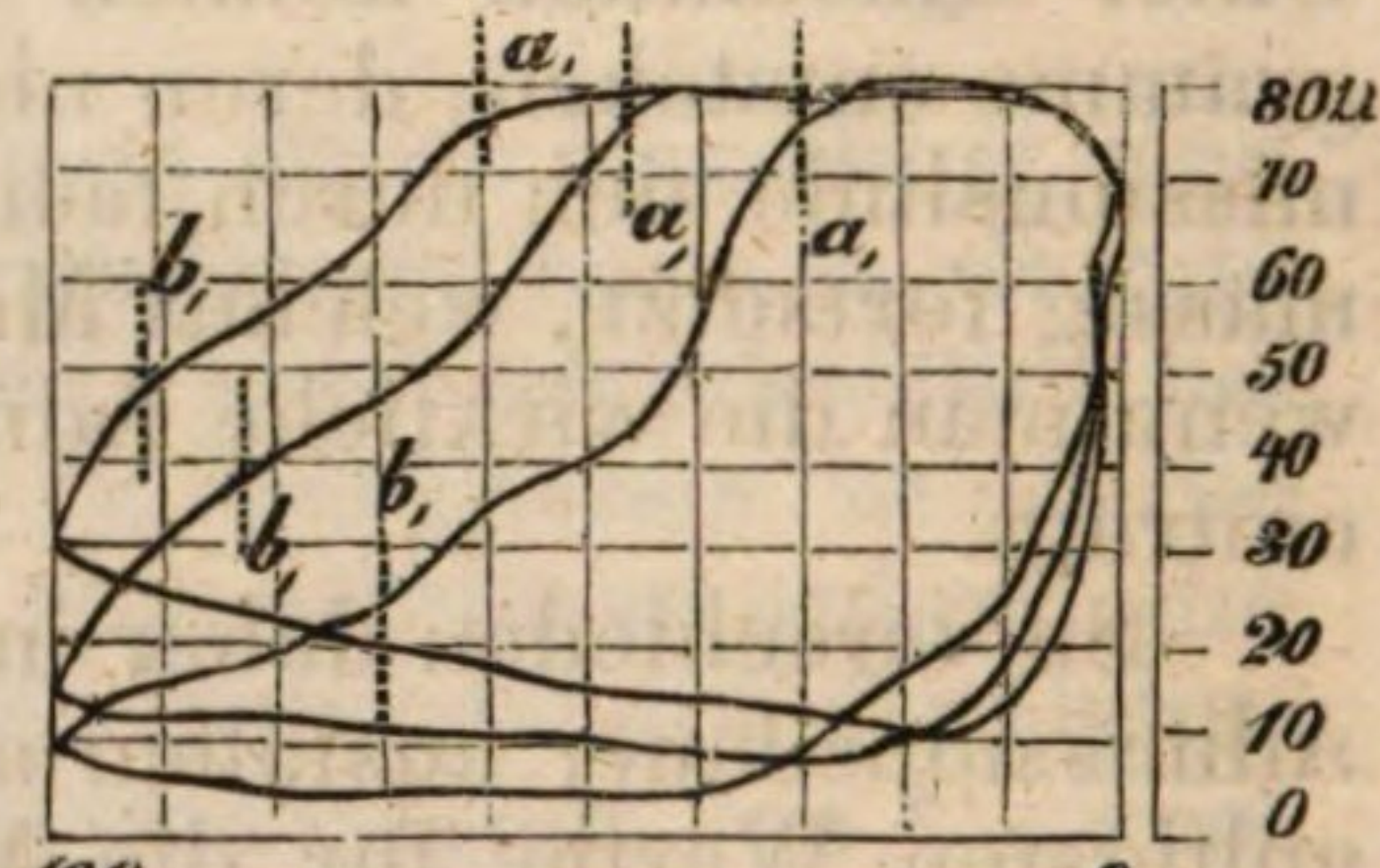
Nr. 100. — 32. 59. 79<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Adm.

Fig. 19.

Nr. 106. — 31. 46. 60<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Adm.

Um diese Verhältnisse in Zahlen darzulegen, sind in Fig. 18. und 19. zwei Reihen von Versuchen dargestellt, beide bei gleichen Geschwindigkeiten des Kolbens von 300 Fuss pr. Min. und unter Umständen beschrieben, wo die Maschinen bei voller Ladung für jede der verschiedenen Admissionsperioden, so viel sich überhaupt erkennen liess, mit trockenem Dampfe von constanter Pressung = 90 Pfd. arbeiteten. Die Diagramme Fig. 18. sind von der Maschine Nr. 100. für 32<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, 59<sup>0</sup>/<sub>0</sub> und 79<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission genommen. Wie schon Seite 40 angegeben, hat diese Maschine 15zollige Cylinder von 24" Hub. Die Diagramme Fig. 19. sind von der Maschine Nr. 106. für 31<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, 46<sup>0</sup>/<sub>0</sub> und 60<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission entnommen, und die grösstmögliche Admission dieser Cylinder fällt zu nur 66<sup>0</sup>/<sub>0</sub> aus. Bei beiden Maschinen sind die Diagramme von der vordern Kolbenseite entnommen, wo der freie Raum am Ende des Kolbenhubes eine mittlere Länge von  $\frac{3}{4}$ " hat. Die Diagramme selbst weisen die An-



fangs- und Endpressungen der Expansion nach, woraus sich folgende Resultate ziehen lassen:

In Maschine Nr. 100. hatte zu Anfang der Expansion, als der Kolben 32% oder 7,68 Zoll Weg zurückgelegt hatte, das Dampfvolument eine Länge von  $7,68 + 0,75 = 8,43$  Zoll und eine gemessene Pressung von 69 Pfd., also eine Totalpressung von  $69 + 15 = 84$  Pfd. Zu Ende der Expansion, welche bei 28% vom Ende des Kolbenlaufs statt hat, ist die Länge des Dampfvolument  $= 17,28 + 0,75 = 18,03$  Zoll, das Verhältniss des Anfang- und Endvolument daher  $= 1 : 2,13$ . Nach dem Mariotte'schen Gesetze müsste daher die Endpressung sein  $\frac{84}{2,13} - 15 = 24,5$  Pfd., während sie zu nur 20 Pfd. beobachtet ist. Berechnet man ferner die Volumen Wasser, welche zu Anfang und Ende der Expansion als Dampf vorhanden waren, so findet sich Folgendes: das Anfangsvolumen betrug bei 15" Cylinder-Durchmesser  $= 176,7$  □" Kolbenquerschnitt:  $176,7 \cdot 8,43 = 1483$  Cub.-Zoll Dampf von 69 Pfd. fühlbarer oder 84 Pfd. Totalpressung, welchem letzteren ein relatives Volumen  $= 344$  entspricht, zu Anfang der Expansion war demnach  $1483 : 344 = 4,31$  Cub.-Zoll Wasser als Dampf vorhanden. Zu Ende der Expansion ist das Dampfvolument  $176,7 \cdot 18,03$  oder um 2,13mal grösser und beträgt 3173 Cub.-Zoll Dampf von 20 Pfd. beobachteter oder  $20 + 15 = 35$  Pfd. Totalpressung, welchem wiederum ein relatives Volumen von  $= 765$  entspricht. Zu Ende der Expansion ist demnach  $3173 : 765 = 4,14$  Cub.-Zoll Wasser als Dampf vorhanden. Die Differenz von  $4,31 - 4,14 = 0,17$  Cub.-Zoll Wasser als Dampf muss demnach während der Expansionsperiode condensirt worden sein oder es beträgt in diesem Falle der durch die Expansion entstandene Verlust an Dampf ausgedrückt als Aequivalent an Wasser und in pro Centen des admittirten Dampfes gemessen:  $0,17 : 4,31 = 4\%$ .

$$\begin{array}{r} 18,03 \mid 8,43 \\ 1686 \phantom{00} \\ \hline 1170 \phantom{00} \\ 843 \phantom{00} \\ \hline 3270 \\ 2529 \end{array}$$

In nachfolgender Tabelle VI. sind die auf solche Weise aus den Diagrammen Fig. 18. und 19. erhaltenen Resultate zusammengestellt.

Aus den Columnen 5 und 6 geht hervor, dass in der kleinern Maschine Nr. 100. bei allen Expansionsgraden etwas Wasser aus dem vorher admittirten Dampfe während der Expansion condensirt wurde, der Verlust wird indess bei den grössern Admissionen kleiner, woraus folgt, dass grosse Admissionen verbunden mit kurzen Expansionen für diese Maschine vortheilhafter waren. Für die Maschine Nr. 106. folgt aus Col. 5 und 6 für die grössern Admissionen eine



Tabelle VI.

| Bezeichnung   | Expansion<br>in pr. Centen<br>des Kolben-<br>laufes |      | Verhält-<br>niss des<br>Anfang-<br>Volumens<br>zum End-<br>Volumen | Für die Ex-<br>pansion be-<br>obachtete<br>Pressungen<br>in Pfd. pr. □ " |      | Äquivalente<br>Wasser als<br>Dampf vor-<br>handen in<br>Cub.-Zollen |       | Differenz<br>der Wasser-<br>Äquivalente<br>in pr. Cent.<br>des Anfang-<br>Volumens |
|---------------|-----------------------------------------------------|------|--------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------|------|---------------------------------------------------------------------|-------|------------------------------------------------------------------------------------|
|               | Anfang                                              | Ende |                                                                    | Anfang                                                                   | Ende | Anfang                                                              | Ende  |                                                                                    |
| Masch. N. 100 | 32                                                  | 72   | 1 : 2,13                                                           | 69                                                                       | 20   | 4,31                                                                | 4,14  | + 4,0%                                                                             |
| 15" Cyl., 24" | 59                                                  | 87   | 1 : 1,46                                                           | 73                                                                       | 38   | 7,95                                                                | 7,34  | + 8,0 „                                                                            |
| Hub Fig. 18   | 79                                                  | 94   | 1 : 1,18                                                           | 74                                                                       | 58   | 10,63                                                               | 10,46 | + 1,7 „                                                                            |
| Masch. N. 106 | 31                                                  | 70   | 1 : 2,15                                                           | 79                                                                       | 24   | 8,39                                                                | 8,06  | + 4,0 „                                                                            |
| 19" Cyl., 27" | 46                                                  | 82   | 1 : 1,73                                                           | 79                                                                       | 38   | 12,0                                                                | 12,33 | — 2,7 „                                                                            |
| Hub Fig. 19   | 60                                                  | 90   | 1 : 1,48                                                           | 79                                                                       | 50   | 15,5                                                                | 16,4  | — 6,0 „                                                                            |
| 1             | 2                                                   | 3    | 4                                                                  | 5                                                                        | 6    |                                                                     |       |                                                                                    |

negative Differenz der Wasser-Äquivalente, d. h. es war zu Ende der Expansion ein um 2,7 resp. 6% grösseres Quantum Wasser als Dampf vorhanden, als bei ihrem Anfange. Dies Resultat, das an sich nur möglich ist, wenn während der Expansion eine Verdampfung stattgefunden hat, bestätigt theils das von Maschine Nr. 100. Gesagte, hauptsächlich aber folgt daraus, dass das am Ende mehr vorhandene Wasser schon während der Admission condensirt worden, oder aus dem Kessel mit übergerissen ist, beides ist bei den unverhältnissmässig grossen outside Cylindern der Maschine Nr. 106. und bei dem grossen Wasserconsum von 16,4 Cub.-Zoll pr. Cylinderfüllung gleich möglich. Würde die Differenz der Wasser-Äquivalente = 0 gefordert, so hätte in dem Diagramm der Maschine Nr. 106. für 60% Admission die Expansion statt mit 79 Pfd. mit 83 Pfd. Anfangspressung beginnen müssen, bei übrigens gleichen Verhältnissen wäre alsdann zu Anfang und Ende das Wasser-Äquivalent = 16,4 Cub.-Zoll gewesen. Der scheinbare Gewinn von ca. 3 Pfd. (50—47 Pfd.) Expansions-Endpressung verbirgt daher einen wirklichen Verlust von 4 Pfd. (79 — 83 Pfd.) Admissions-Pressung, welches im ganzen Durchschnitt für den Kolbenlauf genommen, ungleich mehr ist. Dass die Maschine Nr. 106. trotz dieses Missverhältnisses bei derselben Kessel-pressung eine höhere mittlere Admissionspressung gab, als die Maschine Nr. 100., hat seinen Grund darin, dass die Maschine Nr. 106. in Bezug auf eine freie Admission sehr günstig construirt ist, was bei Nr. 100. nicht der Fall.



Nach Mr. Clark gaben Versuche mit der inside Maschine „Great Britain“ von Mr. D. Gooch angestellt, folgende Resultate. Die Maschine hat Cylinder von 18“ Durchmesser und 24“ Hub, während die Versuche bei 90 Pfd. Kesselpres-  
 sung angestellt sind.

Tabelle VII.

| Expansion in<br>Zollen der<br>Cylinder-<br>Länge |      | Verhältniss<br>des Anfang-<br>zum End-Vo-<br>lumen | Für die Expan-<br>sion beobach-<br>tete Pressungen<br>in Pfdn. pr. □“ |       | Äquivalente<br>Wasser als<br>Dampf vorhan-<br>den in Cub.-<br>Zollen |       | Differenz der<br>Wasser-Äqui-<br>valente in pr.<br>Centen des An-<br>fang-Volumens |
|--------------------------------------------------|------|----------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|-------|----------------------------------------------------------------------|-------|------------------------------------------------------------------------------------|
| Anfang                                           | Ende |                                                    | Anfang                                                                | Ende  | Anfang                                                               | Ende  |                                                                                    |
| 8,8                                              | 18,8 | 1 : 2,14                                           | 74                                                                    | 26,25 | 6,83                                                                 | 6,67  | + 2,30%                                                                            |
| 13,8                                             | 20,8 | 1 : 1,5                                            | 74                                                                    | 38,4  | 10,75                                                                | 10,17 | + 5,40%                                                                            |
| 17,8                                             | 22,8 | 1 : 1,3                                            | 79                                                                    | 54,6  | 14,65                                                                | 14,21 | + 3,00%                                                                            |
| 2                                                |      | 3                                                  | 4                                                                     |       | 5                                                                    |       | 6                                                                                  |

Diese Versuche können im Allgemeinen für gute inside Maschinen als maassgebend betrachtet werden, es folgt daraus, dass stets etwas Wasser während der Expansion condensirt worden ist, dass aber der Betrag für geringe Ad-  
 missionen kleiner ist als für grössere.

Beide Tabellen enthalten die Durchschnitts-Resultate einer grössern Anzahl von Versuchen, denen dieselbe Kes-  
 selpressung von 90 Pfund zum Grunde liegt, ihre Verglei-  
 chung berechtigt noch zu folgenden Schlüssen: Aus Columne 4 folgt, dass inside Cylinder eine grössere Admissionspres-  
 sung geben als outside Cylinder, in allen Fällen wird zwar während der Admission schon etwas Wasser condensiren, der Betrag ist aber für inside Maschinen kleiner, welches günstige Verhältniss sich für kleine Admissionen auch noch während der Expansion bewahrheitet. Kurze Admissions-  
 und lange Expansionsperioden, namentlich solche, die über das Volumen-Verhältniss 1 : 1,75 hinausgehen und bis ca. 1 : 3,0 betragen, sind für inside Maschinen günstiger, als für outside Maschinen. Outside Maschinen wird man daher sehr zweckmässig so construiren, dass ihre gewöhnlich ge-  
 brauchte Admission mindestens 50% beträgt, wodurch dann die Cylinder kleiner ausfallen, so dass sie nebenbei der Ab-  
 kühlung auch weniger unterworfen sind.

Die relative Wirksamkeit des Dampfes während der Expansion soll weiter unten beleuchtet werden.



## c. Während der Exhaustion und Compression.

Die Exhaustion des Dampfes beginnt in dem Augenblick, wo die Expansion aufhört und setzt sich bis zu dem Punkte fort, wo die Compression des eingeschlossen verbleibenden Dampfquantums beginnt. Während dieser Zeit muss das am Ende der Expansion im Cylinder enthaltene Dampfquantum durch den Exhaustor in die Atmosphäre ausströmen. Die Linie des Dampf-Diagramms, welche die Exhaustion bezeichnet, muss demnach um so höher über der Linie der atmosphärischen Pressung liegen je höher die Pressung des zu exhaustirenden Dampfes also die Endpressung der Expansion war, und je weniger Zeit dem Dampfe gegeben ist um seinen Ausfluss zu bewerkstelligen, oder was dieses einschliesst, je grösser die Ausflussgeschwindigkeit des Dampfes sein musste. Die Exhaustion, welche bei dem Punkte b Fig. 13. beginnt, wirkt zunächst bis zur Vollendung des Dampfhubes des Kolbens bei 100% Kolbenlauf als Arbeitsdruck und ist bis hier eigentlich nur eine Fortsetzung der Expansion. Vom Ende des Kolbenhubes bis zum Punkte c giebt die Exhaustorlinie die negative Wirkung, deren Fortsetzung wiederum die von c bis zum Anfangspunkte 0 stattfindende Compression bildet. Vorbehalten, dass der Betrag der positiven Wirkung der Exhaustion weiter unten festgestellt wird, kommt es jetzt darauf an, das Verhalten des Dampfes während seiner negativen Wirkungen, also während des grössten Theils der Exhaustion und während der Compression zu untersuchen, wobei, da die Exhaustorlinie naturgemäss sehr undulirend sein muss, eine mittlere negative Drucklinie substituirt werden soll, die den gesammten mittleren Betrag des Rückdrucks auf den Kolben repräsentirt.

In Betreff der Pressung des zu exhaustirenden Dampfes findet sich, dass der Rückdruck auf den Kolben damit in ziemlich geradem Verhältniss wächst. Die Diagramme der Fig. 18. und 19. sind unter denselben Verhältnissen mit nur veränderten Admissionen beschrieben und an denselben die in Columne 4 der Tabelle VI. angegebenen Endpressungen der Expansion beobachtet, nämlich für Fig. 18. resp. 20, 38 und 58 Pfd. und für Fig. 19. resp. 24, 38 und 50 Pfd. Nach denselben Diagrammen findet sich nun der mittlere Rückdruck auf den Kolben zu resp. 9, 15, 18 Pfd. und 12, 16, 22 Pfd., wonach sich folgende Tabelle VIII. bildet:



Tabelle VIII.

| Endpressung der Expansion                                                      | Mittlerer Rückdruck auf den Kolben | Verhältniss beider |
|--------------------------------------------------------------------------------|------------------------------------|--------------------|
| 20 Pfd.                                                                        | 9 Pfd.                             | 2,2 : 1            |
| 38 „                                                                           | 15 „                               | 2,5 : 1            |
| 58 „                                                                           | 18 „                               | 3,2 : 1            |
| Durchschnitt für Masch. Nr. 100. bei 300 Fuss Kolben-Geschwindigkeit . . . . . |                                    | = 2,6 : 1          |
| 24 Pfd.                                                                        | 12 Pfd.                            | 2 : 1              |
| 38 „                                                                           | 16 „                               | 2,4 : 1            |
| 50 „                                                                           | 22 „                               | 2,3 : 1            |
| Durchschnitt für Masch. Nr. 106. bei 300 Fuss Kolben-Geschwindigkeit . . . . . |                                    | = 2,2 : 1          |
| Durchschnitt für beide Maschinen . . . . .                                     |                                    | = 2,4 : 1          |

Die Clark'schen Versuche geben das Verhältniss des Rückdrucks zu der Endpressung der Expansion etwas niedriger an, nämlich zu 1 : 3 im Durchschnitt, dieselbe Kolbengeschwindigkeit vorausgesetzt; die Versuche beziehen sich aber auf inside Maschinen, während die obige Tabelle Resultate von outside Maschinen giebt. Die Versuche von Mr. Gooch mit der Maschine „Great Britain“ weisen für dieselbe Kolbengeschwindigkeit bei Endpressungen von 26, 38 und 54 Pfd. sogar nur Rückdrucke von resp. 4,2, 5,1 und 8,7 Pfd. nach, was jene Verhältnisszahl im Mittel zu nur 1 : 6 ergibt. Im Ganzen ist hiernach anzunehmen, dass der Rückdruck auf den Kolben sonstige Verhältnisse als gleich vorausgesetzt in ziemlich geradem und constantem Verhältniss mit der Endpressung der Expansion wächst, dass sein Betrag aber für verschiedene Maschinen verschieden ausfällt und namentlich bei nicht vollkommen gegen Abkühlung geschützten, also outside Maschinen grösser ist. Der Grund liegt darin, dass sich in solchen Cylindern schon während der Admission und Expansion Wasser aus dem Dampfe condensirt, so dass der Dampf schliesslich auch während der Exhaustion mehr „nass“ ist. Der ausströmende Dampf würde, wenn er vollkommen trocken wäre, über der Ausströmungsöffnung gar nicht sichtbar sein, bei outside Cylindern findet solches aber selten oder nie statt, bei inside



Maschinen ist diese günstige Erscheinung dagegen viel öfter wahrzunehmen.

Der Rückdruck auf den Kolben wächst ferner mit der Ausfluss-Geschwindigkeit des exhaustirenden Dampfes, welche sich aus 2 Momenten: der Geschwindigkeit des Kolbens und dem Querschnitt der Ausströmungsöffnung im Vergleich zum Querschnitt des Cylinders zusammensetzt. Durch die dem langen Schieber eigenthümliche Bewegung ist der Querschnitt der Ausströmungsöffnung zunächst variirend, wie aber eine freie Admission durch eine grosse äussere Voreilung gefördert wurde, so wird eine freie Exhaustion durch eine grosse innere Voreilung, die bei der inneren Ueberdeckung  $= 0$ , der äusseren Ueberdeckung gleich kommt, gefördert. Sind daneben die Dampf- und Exhaustorcanäle am Cylinder lang genug gemacht, wie es oben Seite 48 als nothwendig bezeichnet wurde, nämlich uur um 2—3 Zoll kürzer als der Cylinder-Durchmesser hat, so kann man den durchschnittlichen Querschnitt der Oeffnung am Cylinder, welchen das Schieberventil dem ausströmenden Dampfe darbietet, zu  $\frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{14}$  vom Cylinder-Querschnitt erachten und er wird dann mindestens nicht kleiner sein, als die grösste Oeffnung der Blasrohr-Mündung, welche letztere bei einer rationellen Construction überall der kleinste Querschnitt sein muss, der sich dem ausströmenden Dampfe darbietet. Dieses vorausgesetzt, kommt hier also neben der Kolbengeschwindigkeit nur der relative Querschnitt des Blasrohrs in Frage.

Nach Ausweis der Tabelle V. und dem dort Gesagten würde der zu exhaustirende Dampf, um mit den verhältnissmässig geringen in Locomotiven geforderten Geschwindigkeiten aus dem Cylinder in die Atmosphäre strömen zu können im Cylinder nur einen sehr unbedeutenden Ueberdruck gegen die atmosphärische Pressung bedingen. Beträgt z. B. die Kolbengeschwindigkeit 600 Fuss pr. Minute, der Querschnitt der Exhaustormündung  $\frac{1}{20}$  des Cylinder-Querschnitts, so ist die zu verlangende Ausflussgeschwindigkeit nur  $\frac{600 \cdot 20}{60} = 200$  Fuss pr. Sec., und es berechnet sich die Druckdifferenz, welche theoretisch genommen erforderlich sein würde, um diese Ausflussgeschwindigkeit zu leisten, aus  $v = 96 \sqrt{\frac{p - p_1}{w}}$ ,  $w = 0,13$  für ca. 45 Pfd. Endpressung der Expansion gesetzt, zu

$$p - p_1 = 0,57 \text{ Pfd. pr. } \square'',$$



d. h. der Rückdruck, welchen der Kolben erfährt, wenn er mit 600 Fuss eigener Geschwindigkeit pr. Minute eine Cylinderfüllung trockenen Dampfes durch ein 20mal engeres Rohr in die Atmosphäre treibt, müsste theoretisch genommen nur 0,57 Pfd. pr.  $\square$ " betragen.

Die Umstände sind aber in Locomotiven andere, das Blasrohr sitzt nicht unmittelbar am Cylinder, dem Dampfe werden vielmehr auf seinem Wege bis zur Mündung Kanäle mit Biegungen, Verengungen etc. dargeboten die Widerstände bedingen, und vor Allem ist der zu exhaustirende Dampf nicht trocken, sondern nass. Während der Dampf ausgeblasen wird, ist er bereits mit condensirtem Wasser gemischt, so dass er vom gasförmigen in den tropfbar flüssigen Zustand bereits theilweise übergegangen ist. Unzweckmässig construirte und lange Exhaustorkanäle und Röhren halten desshalb den ausblasenden Dampf in dem Cylinder mehr oder weniger zurück, der Dampf behält während der Exhaustion eine grössere Pressung, womit er am Ende derselben im Cylinder eingeschlossen und comprimirt wird. Der von der Exhaustion und Compression herrührende mittlere Rückdruck muss also um so grösser ausfallen, je ungünstiger der Ausflussweg des Dampfes ist, und je grösser der pro Cent-Gehalt an condensirtem Wasser während der Exhaustion bereits geworden.

Im Ganzen wird man über den wirklichen Betrag des mittleren Rückdrucks auf den Kolben nur durch direkte Versuche mit Dampf-Diagrammen ins Klare kommen können. Nachdem aber solche Versuche in grösserer Anzahl angestellt sind, scheint es gerechtfertigt auf Grund derselben für den mittleren Rückdruck auf den Kolben eine Formel zu construiren, aus der sich der Rückdruck aus andern bei Locomotiven bekannten Daten jederzeit ableiten lässt.

Setzt man günstige Verhältnisse in den Exhaustor-Organen voraus und bezeichnet:

- v die Geschwindigkeit des Kolbens pr. Minute,
- n das Verhältniss des Kolbenquerschnitts zum Querschnitt des Blasrohrs, als engster mittlerer Querschnitt in dem Exhaustor-Dampfwege betrachtet,
- a die Grösse der Admission, bemessen nach dem Zahn, auf welchem die Steuerung benutzt wird, und ausgedrückt in pro Centen des Kolbenlaufs,
- p der Druck im Kessel pr.  $\square$ " und
- q der mittlere Rückdruck im Cylinder ebenfalls pr.  $\square$ " während des ganzen Rücklaufs genommen, so kann man ausdrücken:



$$q = \frac{p}{90} \left\{ \frac{v}{100} \cdot \frac{n}{8} + \frac{a}{6} \right\} \text{ Pfd.}$$

wobei man für schlecht gegen Abkühlung geschützte Cylinder ca. 3 Pfd. mehr setzen kann.

Die Formel enthält in der Grösse  $\frac{v}{100} \cdot \frac{n}{8}$  die Ausflussgeschwindigkeit zusammengesetzt aus der Kolbengeschwindigkeit und der Grösse des Ausblasquerschnitts; in der Grösse  $\frac{a}{6}$  den Einfluss des zu exhaustirenden Dampfquantums, weil, wie oben ausgeführt, die Endpressung der Expansion in ziemlich geradem Verhältniss mit der Länge der Admission und ebenso der Rückdruck auf den Kolben wiederum in geradem Verhältniss mit der Endpressung der Expansion steht. Ebenso sind die der Formel zum Grunde liegenden Versuche bei 90 Pfd. Kesselpressung angestellt, wodurch sich für andere Fälle der Faktor  $\frac{p}{90}$  motivirt.

Als normale Zahlen gedacht hat man demnach bei 90 Pfd. Kesselpressung  $\frac{1}{14}$  Exhaustorquerschnitt und 50% Admission, den Rückdruck auf den Kolben

für 300 Fuss Kolbengeschwindigkeit pr. Min.

in inside Maschinen = 13,5 Pfd. }  
in outside Maschinen = 16,5 Pfd. } pr. □" Kolbenfläche,

für 600 Fuss Kolbengeschwindigkeit pr. Min.

in inside Maschinen = 18,8 Pfd. }  
in outside Maschinen = 21,8 Pfd. } pr. □" Kolbenfläche.

Der Rückdruck auf den Kolben, wie er von Exhaustion und Compression getrennt herrührt, ist hieraus nicht ersichtlich. Die Compression allein betrachtet ist aber um so grösser, je länger ihre Zeitdauer, oder bei dem langen Schieber je kürzer die Admissionsperiode, sie wächst mit der Endpressung des exhaustirenden Dampfes und damit zusammenhängend mit der Endpressung der Expansion, und ist von der Geschwindigkeit ziemlich unabhängig. Da also die Compression umgekehrt mit der Länge der Admission und direkt mit der durch die Admission bedingten Endpressung der Expansion wächst, so wird sie im Allgemeinen auf den □" Kolbenfläche für den ganzen Kolbenlauf reducirt, eine constante Grösse sein, und in der That haben ihn die mit den outside Maschinen Nr. 100. und 106. angestellten Versuche fast in Fällen zu 4,5 Pfd. pr. □" auf den ganzen Rücklauf des Kolbens reducirt, ergeben. Diese Maschinen haben indess Schieberventile mit  $\frac{1}{8}$ " innerer Ueberdeckung, für die innere Ueberdeckung = 0 oder —  $\frac{1}{8}$ " geht aus den



Clark'schen Diagrammen für die Compression ein constanter Rückdruck von 3—5 Pfd. pr.  $\square$ '' auf den ganzen Rücklauf reducirt hervor, und zwar gaben, wie schon Seite 46 angedeutet, inside Maschinen wegen der bessern Haltung der Wärme im Cylinder grössere Compressionen als outside Cylinder, so dass man resp. 5 und 3 Pfd. für in- oder outside Maschinen zu rechnen hat.

Will man daher den mittleren Rückdruck, wie er von der Exhaustion für den ganzen Rücklauf des Kolbens allein herrührt, bestimmen, so hat man von dem oben gefundenen ganzen mittleren Rückdrucke den Abzug von resp. 5 und 3 Pfd. zu machen.

#### 4. Vom Blasrohr-Widerstande.

Häufig wird der Rückdruck im Cylinder mit dem Widerstande verwechselt, welchen der ausströmende Dampf erleidet während er aus der Blasrohr-Mündung durch den Schornstein in die Atmosphäre tritt. Es muss nun allerdings in Locomotiven eine gewisse Blasrohr-Pressung erzeugt werden, die vermöge der resultirenden Dampfgeschwindigkeit den Verbrennungsprozess befördert, die Blasrohr-Pressung ist aber stets viel kleiner, als der Rückdruck auf den Kolben und steht damit, weil sie nur von der Exhaustion des Cylinders, d. h. von derjenigen Periode der Dampfwirkung abhängt, welche mit dem Ende der Expansion beginnt und dem Anfange der Compression aufhört, nicht einmal in unbedingtem Zusammenhange. So findet in Fig. 13. der Rückdruck auf den Kolben während des Kolbenweges 100 bis 0, die Exhaustion durch das Blasrohr aber während des Kolbenlaufs von bb über 100 bis cc statt. Zudem accomplirt sich die Wirkung des Exhaustors während einer Umdrehung des Triebrades dadurch, dass der Dampf in 4 gleichen Zeitperioden, jede anfangend am Ende der Expansion, von den 4 Seiten der beiden Dampfkolben ausströmt; jede Charge dauert während des Umdrehungs-Winkels von ca.  $180^{\circ}$ , so dass je 2 Chargen um  $90^{\circ}$  zusammenfallen und alle nur bei ihrem Anfange deutlich hervortreten. Ja bei einer sehr grossen innern Oeffnung des langen Schiebers und grosser innerer Voreilung desselben kann es sich bei kurzen Admissionsperioden und geringen Geschwindigkeiten ereignen, dass der Dampf, so weit er überall durch den Exhaustor entweicht, dieses schon während des Theils des Kolbenlaufes vollbringt, welcher in dem Diagramm Fig. 13. durch bb bis 100 begrenzt ist, es kann dann eine



kräftige Exhaustorwirkung stattfinden, ohne dass dadurch für die Rücklaufseite des Kolbens überall oder nur ein höchst unbedeutender Rückdruck bedingt ist. Bei grossen Geschwindigkeiten und grossen Admissionen ist indess die Zeit, welche der Kolben von bb bis 100 gebraucht, für das Ausblasen des ganzen Cylinderinhalts zu gering, das Ausblasen des Dampfes verbreitet sich dann über einen grössern, oft den ganzen Theil der Exhaustion, die Pulsationen im Blasrohr fallen mehr und mehr zusammen und es entsteht eine Blasrohrpressung, die mit dem ausströmenden Dampfquantum und der Geschwindigkeit des ausströmenden Dampfes wächst, und auf die Grösse des Rückdrucks im Cylinder einen bedeutenden Einfluss ausübt.

Mr. Clark hat mit einem über der Exhaustor-Mündung angebrachten Quecksilber-Manometer Versuche über die effektive Blasrohrpressung angestellt, 2 Zoll Quecksilberhöhe repräsentiren dabei nahezu 1 Pfd. Pressung. Aus diesen Versuchen geht hervor:

1. dass die Blasrohrpressung bei gleichbleibender Geschwindigkeit direkt mit der Endpressung der Expansion wächst;
2. dass dieselbe bei derselben Endpressung der Expansion und bei demselben Exhaustor-Querschnitt mit dem Quadrate der Kolbengeschwindigkeit wächst, und
3. dass die Blasrohrpressung für beide Cylinder selbst für hohe Geschwindigkeiten höchstens die Hälfte der Endpressung der Expansion für eine Kolbenfläche erreicht.

Bezieht man die Blasrohrpressung auf den für die Grösse des mittleren Rückdrucks im Cylinder gegebenen Ausdruck, in welchem Geschwindigkeit, Exhaustor-Querschnitt und Endpressung der Expansion, letztere durch Einführung der Admissionsperiode, bereits Berücksichtigung gefunden haben, so beträgt sie  $\frac{1}{8}$  bis höchstens  $\frac{5}{8}$  von letzterem. Die mittlere Blasrohrpressung  $= q_1$  kann daher durch Modification der Seite 58 für den mittleren Rückdruck aufgestellten Formel berechnet werden, sie findet sich

$$q_1 = \frac{p}{90} \cdot \frac{v}{1000} \left\{ \frac{v}{100} \cdot \frac{n}{8} + \frac{a}{6} \right\} \text{ Pfd. pr. } \square''$$

aus welcher Formel sie z. B. für 300 Fuss Kolbengeschwindigkeit zu 0,3 und für 600 Fuss Kolbengeschwindigkeit zu 0,6 vom mittleren Rückdrucke im Cylinder hervorgeht. Kolbengeschwindigkeiten über 600 Fuss pr. M. kommen selten oder niemals vor.



Bei dem ganzen Prozess, wie er im Blasrohr vor sich geht, kommt es darauf an, dass die Wirkung der einzelnen Pulsationen, aus denen die oben angegebene mittlere Blasrohrpressung resultirt, rechtzeitig geschehen kann, d. h. dass sie ihren grössten Effekt gleich zu Anfang der Exhaustion ausübt. Damit dieses geschieht, muss der Dampf auf seinem Wege aus dem Cylinder bis zur Blasrohrmündung möglichst wenig Widerstand finden, namentlich der Exhaustorkanal am Cylinder möglichst weit und frei sein; in solchem Fall kann selbst der Querschnitt der Blasrohrmündung stark verengt und dadurch eine bedeutende Blasrohrpressung erzielt werden, ohne dass solches auf den Rückdruck am Cylinder von wesentlichem Einfluss wäre. Zu vergleichenden Versuchen über den Werth einer freien Exhaustion gaben die beiden Hannoverschen Maschinen Nr. 103. und 106. Gelegenheit, wovon die Verhältnisse und Dampfdiagramme bereits Seite 48 Fig. 17. angegeben wurden. Die Blasrohrquerschnitte dieser Maschinen konnten in den Grenzen von  $\frac{1}{12}$  bis  $\frac{1}{24}$  vom Cylinderquerschnitt variabel gemacht werden, während vermöge der grössern Länge der Dampf- und Exhaustorkanäle an den Cylindern der Maschine Nr. 106. die dem ausströmenden Dampfe bei beiden Maschinen sich darbietenden Querschnitte wie 2 : 3 verhalten, oder im Mittel genommen bei Maschine Nr. 103.  $\frac{1}{18}$  und bei Nr. 106.  $\frac{1}{12}$  vom Kolbenquerschnitt betragen. Die Maschine Nr. 106. bietet demnach dem ausströmenden Dampfe niemals kleinere Querschnitte dar, als die Blasrohrmündung, während in Nr. 103. bei ganz geöffnetem Exhaustor der Querschnitt am Cylinder um die Hälfte kleiner ist. Die Versuche Fig. 17. sind unter ganz gleichen Umständen bei 46<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission 90 Pfd. Kesselpressung, 300 Fuss Kolbengeschwindigkeit und derselben Ladung angestellt. Die stark gezeichnete Linie gehört der Maschine Nr. 106. an und ist bei dem Blasrohrquerschnitt von  $\frac{1}{12}$  geschrieben. Die nebenlaufende punktirte Linie aber bei  $\frac{1}{24}$  Blasrohrquerschnitt. Ebenso gehört die leicht gezeichnete Curve der Maschine Nr. 103. für  $\frac{1}{12}$  Blasrohrquerschnitt und die nebenstehende punktirte Linie für das engere Blasrohr von  $\frac{1}{24}$  Kolbenquerschnitt.

Bei beiden Maschinen erwies sich die Wirksamkeit des Blasrohrs oder die Blasrohrpressung im jedesmaligen geöffneten oder verengten Zustande als gleich, während sich aus den Diagrammen der ganze mittlere Rückdruck auf den Kolben ergab:

|              |   |                                           |
|--------------|---|-------------------------------------------|
| bei Nr. 106. | { | für geöffnetes Blasrohr = 14 Pfd. pr. □“, |
|              |   | „ verengtes „ = 16 „ „                    |



bei Nr. 103. { für geöffnetes Blasrohr = 20, Pfd. pr. □",  
 { „ verengtes „ = 23,5 „ „  
 oder im Durchschnitt wie 2:3.

Ohne einen Gewinn an Blasrohrpressung dadurch zu erzielen, wird also durch zu enge Querschnitte der Exhaustorkanäle der Rückdruck im Cylinder grösser, und zwar wächst derselbe in dem Maasse, wie der Querschnitt der Exhaustorkanäle am Cylinder abnimmt.

Die Vortheile, welche weite Exhaustorkanäle darbieten, können deshalb nicht genug hervorgehoben werden, zumal die Vortheile einer freien Admission (siehe Seite 47) mit dieser freien Exhaustion stets Hand in Hand gehen. Die langen Dampf- und Exhaustorkanäle bedingen zwar breite Schieber, die naturgemäss wieder mehr Reibung veranlassen, trotzdem bleiben sie unbedingt vortheilhaft, weil ohne sie der Dampf während der Admission wie Exhaustion nur höchst ungünstig wirken kann.

##### 5. Von dem Verhältniss der Arbeit des Dampfes während seiner verschiedenen Wirkungsperioden.

Die Wirkung des Dampfes in den Cylindern der Locomotive ist, wie solches an den Dampfdiagrammen schon zur Genüge erläutert ist, eine positive während des Dampfgangs des Kolbens und eine negative während seines Rückgangs, ihre Differenz ist der verbleibende Arbeitsdruck.

Durch die eigenthümliche Bewegung des langen Schieberventils findet für jeden Dampfhub die positive Wirkung in den 3 Perioden der Admission, Expansion und des Theils der Exhaustion statt, welcher bis zum Ende des Kolbenlaufs auf die Expansion folgt. Die negative Wirkung des Dampfes wird durch den grössern Rest der Exhaustion und die Compression bedingt.

Die ganze Arbeit des Dampfes geht in und unter dem Drucke der Atmosphäre vor sich und es kann keine Frage sein, dass die negativen Wirkungen gegen die positiven um so mehr verschwinden werden, je grösser die Anfangspressung des zur Verwendung kommenden Dampfes ist. Hohe Kessel- und damit bei guter Konstruktion hohe Admissionspressungen müssen daher einen grössern Nutzeffekt geben, weil der Abstand, welcher bei ihnen bis zu dem Betrage der verloren gehenden atmosphärischen Pressung stattfindet, grösser ist. Weil aber während der Exhaustion die Pressung im Cylinder niemals bis zur atmosphärischen Pressung sinken kann, würde es nutzlos sein, auf der positiven Dampf-



seite Pressungen anzuwenden, die der atmosphärischen Pressung auch nur nahe kommen.

Oder, es ist unbedingt vortheilhaft, in Locomotivcylindern hohe Admissions-Pressungen anzuwenden, es ist aber, weil mit ihnen auch die negativen Wirkungen wachsen, eine natürliche Grenze vorhanden, bis zu welcher die Ausnutzung des hoch gepressten Dampfes durch Expansion noch vortheilhaft ist.

Betrachtet man die in Fig. 19. von der Maschine Nr. 106. gegebenen 3 Diagramme, welche, wie oben erwähnt, sich auf dieselbe Kolbengeschwindigkeit von 300 Fuss pr. Min. beziehen, so geben dieselben, wenn man die effektiven Pressungen während der verschiedenen Wirkungsperioden des Schiebers als mittlere Pressungen auf den ganzen Kolbenlauf reducirt, zu dem Inhalte der auf S. 64 folgenden Tabelle IX. Veranlassung.

Darnach ist:

1. aus Columne 4, 5 und 7 der absolute Gewinn an mittlerer Pressung durch Expansion und positive Exhaustion für alle Expansionsgrade nahezu constant, findet aber sein Maximum bei ca. 50<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission.
2. der relative Gewinn durch Expansion in Theilen der gesammten mittleren Pressung genommen, wächst nach Columne 8 mit der Grösse der Expansionsdauer. Uebereinstimmend mit andern Versuchen, welche bei Admissionen zwischen 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> bis 80<sup>0</sup>/<sub>0</sub> angestellt sind, findet sich, dass dieser Gewinn bei 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission 50<sup>0</sup>/<sub>0</sub> und bei 80<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission noch 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> von der gesammten mittleren Pressung beträgt. In Locomotivcylindern kann also überhaupt der admittirte Dampf nur bis zu  $\frac{1}{4}$  bis höchstens zu  $\frac{1}{2}$  Mehrleistung durch Expansion ausgebeutet werden. Und
3. ist nach Columne 10 der Betrag des mittleren Rückdrucks auf den Kolben ca. 25 pr. Cent der ganzen positiven Pressung, dabei aber für ca. 50<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission ein Minimum.

Geringe Admissionen stellen demnach (nach 2) durch erhöhte Expansionswirkung allerdings einen Gewinn an mittlerer positiver Pressung in Aussicht, der Gewinn ist aber (nach 1) absolut genommen sowohl, als im Vergleich zu den damit verbundenen negativen Pressungen (nach 3) weniger hoch, als bei Expansionen, die einer zwischen 40 und 50 <sup>0</sup>/<sub>0</sub> betragenden Admission zugehören.

Stellt man die in der Tabelle VI. gegebenen Resultate mit denen der gegenwärtigen Tabelle IX. zusammen, so



Tabelle IX.

Ad Fig. 19. Hannoversche Maschine Nr. 106. 19" Cylinder, 27" Hub.

| Admissionen<br>in<br>pro Centen<br>des<br>Kolbenlaufs | Anfangs-<br>pressung<br>in Pfdn.<br>pr. □" | Mittlere Pressung für den ganzen Kolben-<br>lauf in Pfd. pr. □" |           |                         |             | Mittlere Pressung<br>der Expansion und<br>positiven Exhaustion<br>allein |                                         | Mittlerer Rückdruck<br>während des ganzen<br>Rücklaufs |                                         |
|-------------------------------------------------------|--------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------|-----------|-------------------------|-------------|--------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------|--------------------------------------------------------|-----------------------------------------|
|                                                       |                                            | herrührend von der                                              |           |                         |             | in Pfunden<br>pr. □"                                                     | in pr. Centen<br>der ganzen<br>Pressung | in Pfunden<br>pr. □"                                   | in pr. Centen<br>der ganzen<br>Pressung |
|                                                       |                                            | Admission                                                       | Expansion | positiven<br>Exhaustion | in<br>Summa |                                                                          |                                         |                                                        |                                         |
| 31%                                                   | 79                                         | 24,4                                                            | 17,8      | 5,0                     | 47,2        | 22,8                                                                     | 48%                                     | 13,7                                                   | 29%                                     |
| 46,"                                                  | 79                                         | 36,3                                                            | 19,2      | 5,0                     | 60,5        | 24,2                                                                     | 37 "                                    | 15,0                                                   | 25 "                                    |
| 60,"                                                  | 79                                         | 47,4                                                            | 18,9      | 4,5                     | 70,7        | 23,2                                                                     | 32 "                                    | 22,0                                                   | 30 "                                    |
| 1                                                     | 2                                          | 3                                                               | 4         | 5                       | 6           | 7                                                                        | 8                                       | 9                                                      | 10                                      |



findet sich, dass man mit der variablen Expansionssteuerung durch den einfachen langen Schieber während der Expansion das admittirte Dampfvolumen mit Vortheil in den Grenzen von  $1 : 1\frac{1}{4}$  bis  $1 : 2\frac{1}{4}$  sich ausdehnen lassen kann, wodurch man einen Gewinn an mittlerer Pressung von  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  erzielt. Die Nebenwiderstände sind aber bei ganz geringen und ganz grossen Admissionen grösser, als bei mittleren und deshalb erreicht die Expansion ihren Maximum-Werth, wenn dies Dampfvolumen sich während derselben nur auf das  $1\frac{1}{2}$ fache bis 2fache seines ursprünglichen Volumens ausdehnt.

Thatsächlich kann indess die Zeitperiode der positiven Exhaustion auch noch als Expansion betrachtet werden. Sie fällt namentlich für lange Expansionen durch die Eigenthümlichkeit des langen Schiebers ziemlich lang aus und ist für geringe Expansionen verhältnissmässig kürzer. Dieses eingerechnet sind Expansionen am Vortheilhaftesten, bei denen das Dampfvolumen am Ende des Kolbenlaufs  $1\frac{3}{4}$  bis  $2\frac{3}{4}$ mal das admittirte Volumen beträgt, also Admissionen von ca. 35 bis 60%.

Verlängert man die Linie der Expansion der verschiedenen im Vorhergehenden citirten Dampf-Diagramme oder auch verlängert man die Expansionscurve nach dem Mariotteschen Gesetz bis zur Vertikalen bei 100% Kolbenlauf, so wird man nämlich finden, dass die in dem Diagramm während der positiven Exhaustion wirklich geschriebene Dampfpressung hinter dieser imaginären Curve etwas zurückbleibt, der Betrag ist aber höchst unbedeutend und beträgt selten mehr als 1—2% der Gesamtpressung. Bei langen Expansionen, wo der Dampf schon in einem erheblich verdünnten Zustande beim Beginn der Exhaustion sich befindet, verschwindet er beinahe ganz und wie Fig. 13. zeigt, bildet hier die positive Exhaustion die unmittelbare Fortsetzung der Expansionscurve. Das lange Schieberventil beeinträchtigt also die Leistung des Dampfes durch die Eigenthümlichkeit seiner grössern innern Oeffnung und Voreilung durchaus nicht, im Gegentheil tragen diese Elemente nur dazu bei, eine freie Exhaustion und damit geringern Rückdruck auf den Kolben zu bewirken.

Eine innere Ueberdeckung am Dampfschieber mag daher immerhin die Zeitdauer der Expansion verlängern und insofern etwas nützen, der Gewinn ist aber theils unbedeutend, theils nur scheinbar, weil dafür auf der negativen Seite der Rückdruck vergrössert und die Compressionsdauer um ebenso viel verlängert wird. Die innere Ueberdeckung



des Schiebers  $= 0$  zu machen, ist daher am Meisten gerechtfertigt, bei 4 Zoll Schieberweg darf sie den Betrag von  $\frac{1}{8}$  Zoll niemals überschreiten.

Im Ganzen geht aus dem Vorstehenden hervor, dass in Locomotiven hohe Admissionspressungen zur Anwendung kommen müssen, um aus der Expansion den gehörigen Vorthail ziehen zu können, dass aber Admissionen unter 35% andere Nachtheile bedingen, die den Nutzen der Expansion in Locomotivcylindern illusorisch machen. Man wird daher wohl thun die Verhältnisse der Cylinder so anzuordnen, dass sie für die mittlere Arbeitsleistung 40—50% Admission bedingen, und wird dabei einen schicklichen Cylinderdurchmesser erhalten, wenn man 90—100 Pfd. Kesselpressung pr.  $\square$ " voraussetzt. Zu hohe Pressungen veranlassen, ausser dass sie in der Festigkeit der Kessel ihre natürliche Grenze finden, auch manche Nebenwiderstände; so verursachen namentlich die Dampfschieber, auf denen ein enormer Druck lastet, viel Reibung, werden durch diese bald ausgenutzt und geben dann zu Dampfverlusten Veranlassung.

#### 6. Von der Messung der Arbeit des Dampfes.

Die Arbeit des Dampfes in den Cylindern findet sich als Produkt aus der wirksamen mittleren Pressung mit dem Wege in der Zeiteinheit. Die Einheit der Arbeit ist eine Pferdekraft  $= 33000$  Fusspfund in der Minute.

Der sicherste Weg für die Feststellung der in den Locomotivcylindern vollbrachten Arbeit, ist deren Ableitung aus den Dampf-Diagrammen.

Das Fig. 17. von der Maschine Nr. 106. für 46% Admission gegebene Diagramm giebt, wenn man von 10 zu 10% des Kolbenlaufs auf der Linie der atmosphärischen Pressung Ordinaten errichtet für die positiven und negativen Pressungen, welche während eines Umganges der Triebäder auf derselben Kolbenseite stattgefunden haben, folgende, in umstehender Tabelle X. angegebene Werthe.

Die Differenz  $60,5 - 15,0 = 45,5$  Pfd. giebt demnach die effektive mittlere Pressung, welche als nutzbare Pressung für den ganzen Kolbenlauf pr.  $\square$ " Kolbenfläche auftritt.

Die Cylinder der Locomotive Nr. 106. haben nun 19" Durchmesser oder  $283,5 \square$ " Kolbenfläche, die ganze effektive mittlere Pressung ist demnach  $283,5 \times 45,5 = 12909$  Pfd., und da die Kolben 27 Zoll  $= \frac{27}{12} = 2\frac{1}{4}$  Fuss Hub haben,



ist die Arbeit des Dampfes, welche während eines Umganges der Triebräder an einer Seite eines Dampfkolbens stattgefunden hat  $2\frac{1}{4} \times 12909 = 29045$  Fusspfd.

Tabelle X.

| Wege in pr. Centen des Kolbenlaufs | Pressungen auf den Kolben in Pfdn. pr. □" |                                |
|------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------------------|
|                                    | positive während des Dampfgangs           | negative während des Rücklaufs |
| von 0 bis 10                       | 78                                        | 50                             |
| „ 10 „ 20                          | 79                                        | 15                             |
| „ 20 „ 30                          | 79                                        | 9                              |
| „ 30 „ 40                          | 79                                        | 9                              |
| „ 40 „ 50                          | 77                                        | 10                             |
| „ 50 „ 60                          | 66                                        | 10                             |
| „ 60 „ 70                          | 48                                        | 11                             |
| „ 70 „ 80                          | 42                                        | 11                             |
| „ 80 „ 90                          | 33                                        | 12                             |
| „ 90 „ 100                         | 24                                        | 13                             |
| Summa der Pressungen               | 605                                       | 150                            |
| oder im Mittel . . .               | 60,5 Pfd.                                 | 15,0 Pfd.                      |

Während eines Umganges der Triebräder findet aber solche Wirkung an jeder der 4 Kolbenseiten der Maschine statt, die ganze Arbeit, welche während solcher Zeit vollbracht ist, findet sich daher:

$$= 29045 \times 4 = 116180 \text{ Fusspfd.}$$

Die Maschine Nr. 106. hat Triebräder von 4' 6" Durchmesser und das Diagramm wurde beschrieben, als sie mit einer Geschwindigkeit von 2,3 geogr. Meilen pr. Stunde fuhr. Die geogr. Meile zu 24335 engl. Fuss gerechnet, legte sie also pr. Stunde 55960 engl. Fuss zurück oder pr. Minute = 932 Fuss. Die Maschine machte also pr. Minute

$$\frac{932}{4,5 \cdot 3,14} = 66 \text{ Umgänge und hatte dabei } 66 \cdot 2\frac{1}{4} \cdot 2 = 297 \text{ Fuss}$$

Kolbengeschwindigkeit. Die Maschine entwickelte also pr. Minute  $66 \times 116180 = 7,667880$  Fusspfd., oder anders gerechnet, da jeder der beiden Kolben unter der effektiven mittleren Pressung von 12909 Pfd. mit 297 Fuss Geschwindigkeit arbeitete  $= 297 \times 2 \times 12909 = 7667946$  Fusspfd. Arbeit

pr. Minute, was in Pfsrdekräften ausgedrückt  $\frac{7,667,946}{33000} = 232$  Pferdekräften ausmacht.



Allgemein findet sich, wenn die effektive mittlere Pressung im Cylinder =  $p_1$  Pfd. pr.  $\square''$  bekannt ist und wenn gegeben in englischem Maass:

$d$  = dem Durchmesser des Cylinders in Zollen,

$l$  = dem Kolbenhube in Zollen,

$D$  = dem Triebraddurchmesser in Fussen und

$V$  = der Geschwindigkeit pr. Stunde in geographischen Meilen:

die als Arbeit der Maschine entwickelte Anzahl von Pferdekraften:

$$N = \frac{p_1 d^2 \cdot l \cdot V}{976 \cdot D}. \quad (1)$$

Zur Bestimmung der wirklichen, in den Locomotivcylindern entwickelten Arbeit wird es also jederzeit auf die richtige Bestimmung der effektiven mittleren Pressung  $p_1$  ankommen und diese kann, wie aus allen vorhergehenden Erörterungen zur Genüge hervorgeht, nur aus den Dampf-Diagrammen selbst richtig abgeleitet werden.

Es findet sich aber nicht immer Gelegenheit, von im Betriebe befindlichen Locomotiven Dampf-Diagramme zu entnehmen und bei neu zu construirenden Maschinen fällt die Möglichkeit von selbst hinweg. In solchen Fällen ist in der Regel nur die Kesselpressung, und durch den Zahn des Gradbogens auf dem man die variable Expansionssteuerung benutzt, die Grösse der Admission als bekannt zu betrachten. Aus diesen beiden Elementen kann man nach Anleitung der vorhergehenden Betrachtungen, wenn man die Konstruktion der Steuerung und Dampfwege, so wie die sonstigen Eigenthümlichkeiten der Maschine ausserdem gehörig berücksichtigt, auf die verschiedenen positiven und negativen aus der Admission, Expansion, Exhaustion und Compression herrührenden Beiträge zur effektiven mittleren Pressung, schliessen, und diese ziemlich genau abschätzen.

Will man sich mit einer annähernden Bestimmung der effektiven mittleren Pressung aus den beiden Elementen Kesselpressung und Admission begnügen, so ist dazu aus mannichfachen Versuchen von Dampf-Diagrammen die nachstehende Formel abgeleitet.

Bezeichnet

$p$  = die Kesselpressung in Pfdn. pr.  $\square''$ ,

$a$  = die Grösse der Admission in pro Centen des Kolbenlaufs, so ist

$$p_1 = \frac{p}{90} \{ 10\sqrt{a} - 22 \} \quad (2)$$



Diese Formel kann annäherungsweise für alle wohl proportionirten Maschinen gebraucht werden. Sie passt für Kolbengeschwindigkeiten von 200—600 Fuss pr. Minute Kesselpressungen von 60—120 Pfd. pr. □“ und Admissionen zwischen 25 und 75<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, nach allen aus unsern Versuchen genommenen Dampf-Diagrammen ziemlich zutreffend. Die grössere Ausnutzung des Dampfes durch Expansion macht sich darin ziemlich richtig geltend, so z. B. giebt ein gewisses Dampfvolumen von 90 Pfd. Kesselpressung bei 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission 28 Pfd. mittlere Cylinderpressung, während sich dieselbe bei der 3fachen Admission von 75<sup>0</sup>/<sub>0</sub> zu nur 64 Pfd. herausstellt. Wäre das 3fache Dampfvolumen bei 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission zur Verwendung gekommen, so würde man  $3 \cdot 28 = 84$  Pfd. mittlere Pressung erhalten haben, oder durch die Expansion ist die effektive Wirkung des Dampfes bei 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Admission um  $\frac{84}{64} = 1,31$ mal mehr ausgebeutet, als bei 75<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, was mit dem Seite 65 über diesen Gegenstand Gesagten ziemlich genau übereinstimmt.

Ganz geöffneten Regulator setzt die Formel indess voraus, bei theilweiser Oeffnung ist die Zahl p zu modificiren.

#### 7. Von dem Wasserverbrauch.

Betrachtet man die Seite 52 gegebene Tabelle VI., so wird man finden, dass die Aequivalente Wasser für eine Cylinderfüllung ziemlich genau mit der Länge der Admissionen wachsen. Dies Verhältniss wird auch wenig gestört, wenn man von diesen Wasser-Aequivalenten das Aequivalent des während der Compression abgesperrten und zwischen Kolben und Cylinderdeckel eingeschlossenen Dampfquantums in Abzug bringt. Anders ist es mit dem Nutzeffekt des Dampfes, welcher, wie man gesehen hat, abnimmt, wenn die Admissionen wachsen. Auf die Einheit der Arbeit oder eine Pferdekraft reducirt, muss daher auch der Wasserverbrauch für geringe Admissionen kleiner sein, als für grössere.

Eine genaue Bestimmung des Wasserverbrauchs für die Einheit der Arbeit kann wiederum nur mit Zuhülfnahme von Dampf-Diagrammen geschehen, welche beide Grössen: die der geleisteten Arbeit und die des Aequivalents an Wasser, für eine Cylinderfüllung ermitteln lassen.

Führt man das Seite 66 und 67 von Maschine Nr. 106. gegebene Beispiel weiter aus, so findet sich nach Tabelle VI.



für 46% Admission das Aequivalent an Wasser am Ende der Admissionsperiode zu 12 Cub.-Zoll, hiervon abgezogen das Aequivalent an Wasser, welches als Dampf während der Compression eingeschlossen war und wieder zur Verwendung kommt, bleibt das wirklich verbrauchte Aequivalent an Wasser für eine Cylinderfüllung = 11,12 Cub.-Zoll. Während eines Triebbradumgangs sind also  $4 \cdot 11,12 = 44,48$  Cub.-Zoll und bei 66 Umgängen pr. Minute  $66 \cdot 44,48 = 2935$  Cub.-Zoll Wasser verbraucht. Den Cub.-Fuss engl. zu 62,3 Pfd. engl. gerechnet, sind demnach pr. Stunde = 6349 Pfd. Wasser, und da die Maschine während dieser Leistung 232 Pferdekkräfte entwickelte, pr. Pferdekraft pr. Stunde

$6349 : 232 = 27,2$  Pfd. Wasser verbraucht, was auf die Gesamtleistung der Maschine Nr. 106. bei 2,3 Meilen Geschwindigkeit und 46% Admission pr. Stunde  $6349 : 62,3 = 101,8$  Cub.-Fuss netto Wasserverbrauch ausmacht.

Auf solche Weise ist aus einer grössern Anzahl von Versuchen mit Maschinen, welche der Cathegorie der Nr. 100. und Nr. 106. angehören, mittelst Dampf-Diagrammen der Wasserverbrauch für verschiedene Admissionsperioden bestimmt und hat sich gefunden, dass im Durchschnitt genommen der Wasserverbrauch pr. Pferdekraft pr. Stunde ist:

|                   |           |
|-------------------|-----------|
| bei 31% Admission | = 23 Pfd. |
| „ 41 „ „          | = 24 „    |
| „ 59 „ „          | = 27 „    |
| „ 79 „ „          | = 30 „    |

Trägt man diese Zahlen des Wasserverbrauchs als Ordinaten auf eine Abscissenaxe, deren horizontale Abstände proportional den Admissionsperioden genommen sind, so verbinden sich die Endpunkte der Ordinaten durch eine gerade Linie, welche die Ordinaten für 0 und 100% vom Kolbenlauf bei resp. 18 und 34 Pfd. schneidet. Es muss daher der Wasserverbrauch von 18 Pfd. pr. Pferdekraft pr. Stunde eine constante Grösse sein und die Differenz von  $34 - 18 = 16$  Pfd. als derjenige Theil des Wasserverbrauchs angesehen werden, welcher von der Grösse der Dampf-Admission und damit von dem mehr oder weniger günstigen Einfluss der Expansion abhängig ist.

Bezeichnet daher  
 a die Grösse der Admission in pro Centen des Kolbenlaufs und  
 w den Wasserverbrauch pr. Pferdekraft pr. Stunde,  
 so ist



$$w = (16 \cdot \frac{a}{100} + 18) \text{ oder}$$

$$w = (0,16 \cdot a + 18) \text{ Pfd.} \quad (3)$$

Der Gesamt-Wasserverbrauch der Maschine, pr. Stunde findet sich demnach  $W = \frac{N \cdot w}{62,3}$  Cub.-Fuss.

Die Wirksamkeit des Dampfes, wie er durch die variable Expansionssteuerung in Locomotiv-Cylindern zur Verwendung kommt, verhält sich nach Formel (3) berechnet, für 75% und 25% Admission resp. wie 1 : 1,37. Würde die Steuerung eine Admission von nur 10% geben, so stände der hierbei aus dem Dampfe erzielte Nutzeffekt gegen eine Admission von 90% in dem Verhältniss von 1 : 1,66 im Vortheil, was als das Maximum angesehen werden muss, das möglicher Weise mit variabler Expansionssteuerung erreicht werden kann und mit den weiter oben gegebenen Resultaten auch vollkommen übereinstimmt.

#### 8. Von der Erhöhung des Nutzeffekts des Dampfes in den Locomotiv-Cylindern.

Aus den der Wirklichkeit entnommenen und in Formel (3) niedergelegten Resultaten über den Wasserverbrauch pro Arbeitseinheit geht es endlich unzweifelhaft hervor, dass es in Locomotiven überhaupt unmöglich ist, die Leistung einer Pferdekraft pr. Stunde mit weniger als ca. 20 Pfd. in Dampf verwandeltes Wasser zu erzielen. Ein geringerer Wasserverbrauch würde eine noch grössere Ausnutzung der Pressung des Dampfes durch Expansion voraussetzen. Da aber in Locomotiven die Wirkung des Dampfes unter dem Drucke der Atmosphäre nothwendiger Weise stattfinden muss, daneben der Rückdruck den Widerstand des Kolbens namhaft erhöht, so kann die Endpressung der Expansion selten auch nur angenähert bis auf die atmosphärische Pressung getrieben werden. Eine günstigere Gestaltung des Wasserverbrauchs pro Arbeitseinheit würde voraussetzen, dass man die Expansion bis unter die atmosphärische Pressung treiben könnte, d. h. dass man den Dampf statt durch das Blasrohr und in die Atmosphäre, in ein Vacuum treten liesse, hier condensirte und so den Rückdruck beseitigte. Könnte man in Locomotiven das Blasrohr entbehren und statt dessen, wie bei den alten Niederdruckmaschinen, eine Condensation im luftverdünnten Raume für den verbrauchten Dampf herstellen, so würde man die negativen Pressungen, welche jetzt nach Tabelle IX. durch-



schnittlich 25<sup>0</sup>/<sub>0</sub> von den mittleren positiven Pressungen betragen, und die, wenn man die Totalpressungen in Rechnung zieht oder die für den Dampf verloren gegebene atmosphärische Pressung mit berücksichtigt, noch ungünstiger ausfallen, vielleicht bis auf 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub> und weniger verringern können, wodurch die effektive mittlere Pressung bedeutend grösser und der Wasserverbrauch pr. Arbeitseinheit geringer ausfallen müsste.

Condensations-Apparate, wie sie bis jetzt an Locomotiven im Gebrauch sind, verdienen indess diesen Namen als solche durchaus nicht, sie sind Wasser-Vorwärmer, und nur als solche können sie gelten. Bei ihrer allgemeinen Construction geht nämlich von dem durch das Blasrohr in die Atmosphäre ausströmenden Dampfe ein Theil in den Wasserbehälter des Tenders. Da aber das Tenderwasser unter dem Drucke der Atmosphäre steht, so kann begreiflicher Weise überhaupt nur Dampf in das Wasser gelangen und hier condensiren, wenn die Blasrohrpressung die atmosphärische Pressung um die Druckhöhe des Wassers im Tender übertrifft.

Beträgt z. B. die Höhe des Wassers im Tender 3 Fuss, so wird ca. 1,5 Pfd. Blasrohrpressung erforderlich sein, um Dampf in den Tender gelangen zu lassen und erst von dieser Grenze ab kann sich das Ausflussquantum nach den resp. Querschnitten der beiden Austrittsöffnungen regeln.

Es kann also durch solche Condensations-Apparate weder die Blasrohrpressung, noch der damit im Zusammenhange stehende Rückdruck auf den Kolben herabgezogen werden, im Gegentheil wird, um denselben Zug im Schornstein zu bekommen, dafür, dass man das durch das Blasrohr abfliessende Dampfquantum vermindert, die Geschwindigkeit des verbleibenden Restes vermehrt oder der Blasrohrquerschnitt vermindert werden müssen, was wiederum einen nachtheiligen Einfluss auf den Rückdruck im Cylinder haben muss.

Im Ganzen ist daher von solchen Condensations-Apparaten, die ihre Wirkung ebenfalls nur unter dem Einfluss der atmosphärischen Pressung und nicht in einem luftverdünnten Raume ausüben, für die Wirksamkeit des Dampfes in den Locomotiv-Cylindern kein Erfolg zu erwarten. Welchen Gewinn dieselben als Wasser-Vorwärmer in Aussicht stellen, wird im nächsten Kapitel gezeigt werden.

Dahingegen kann es nicht genug hervorgehoben werden, dass in Locomotiven, wie sie heute sind, die Wirksamkeit des Dampfes durch Expansion nur gehörig entfaltet werden kann,



wenn die Cylinder gut gegen Abkühlung geschützt sind, eine möglichst freie Admission und Exhaustion durch weite Dampfkanäle gestatten, und bei gut construirten und in Ordnung gehaltenen Steuerungs-Mechanismus einen nur geringen freien Raum zwischen Kolben und Cylinderdeckel haben. Daneben muss die Kesselpressung hinreichend hoch, wenigstens zu 90—100 Pfd. pr. □“, gehalten werden, um die positiven Wirkungen des Dampfes gegen seine an eine bestimmte Blasrohrpressung gebundenen negativen Wirkungen möglichst hervorzuheben.

## Zweite Abtheilung.

### Der Kessel.

#### Erstes Kapitel.

#### Von dem Coke-Verbrauch.

##### 1. Wahl des Brennmaterials.

Um in Locomotivkesseln den für die Maschine erforderlichen Dampf zu produciren, gebraucht man als Brennmaterialien: Coke, Steinkohle, Braunkohle, Torf und Holz, je nachdem diese Brennmaterialien verhältnissmässig billiger zu beschaffen oder zweckmässiger zu verwenden sind. Jedes Brennmaterial für Locomotivkessel muss die Eigenschaft haben, dass es ein lockeres Feuer macht, damit die zur Verbrennung nöthige Luft leicht hindurchdringen und zu einer lebhaften Verbrennung Gelegenheit geben kann. Brennmaterialien, wie stark backende Steinkohlen oder Torf mit vielen erdigen Beimischungen, die das Feuer zu dicht machen oder verschlacken, sind daher für Locomotivfeuerung nicht geeignet, wohingegen Coke, nicht backende, stückige Steinkohle, namentlich Anthrazitkohlen, stückige Braunkohlen, reine Torfsorten und Holz jederzeit zur Verwendung kommen können.

Die Brennwerthe von Coke, Steinkohle und Holz, alle im guten und lufttrocknen Zustande gedacht, verhalten sich für Locomotivfeuerungen nach den meisten Angaben wie 8 : 6 : 3 pr. Pfd. Brennmaterial, wonach sich in jedem einzelnen Falle die Vortheilhaftigkeit des einen oder andern Stoffes in Rücksicht auf seinen Preis beurtheilen lässt.

In neurer Zeit will es indess scheinen, als ob die Brennwerthe mancher guten Steinkohle, sofern diese überhaupt



für Locomotivfeuerung direkt geeignet ist, durch die Verco-  
kung durchaus nicht gebessert wird, so dass ein bestimmtes  
Gewicht Steinkohle denselben Brennwerth haben kann, als  
dasselbe Gewicht Coke. Man wird daher obige Verhält-  
nisszahlen mit Vorsicht aufzunehmen haben. Braunkohle  
und Torf sind ihrer Qualität nach zu verschieden, als dass  
sich darüber bestimmte Angaben machen liessen, ihre Brenn-  
werthe stehen zwischen Steinkohle und Holz.

Namentlich enthält lufttrockener Torf noch eine bedeu-  
tende den Witterungs-Verhältnissen nach variirende Menge  
Wasser, oft 30—40% seines Gewichts, das bei seiner Ver-  
brennung mit verdampft werden muss. In neuerer Zeit ist  
jedoch durch Pressen des Torfs, wodurch der Wassergehalt  
grösstentheils entfernt und der Brennstoff concentrirt wird,  
der Torf für Locomotivfeuerung bei Weitem geeigneter ge-  
macht und hat für torfreiche Länder unschätzbaren Werth.

Das bis jetzt für Locomotivkessel am meisten zur Ver-  
wendung kommende Brennmaterial ist der Coke, und soll  
bei Beurtheilung der bei Locomotivkesseln in Betracht  
kommenden Verhältnisse desshalb auch nur Coke voraus-  
gesetzt werden. Die Verhältnisse werden sich in der That  
für anderes Brennmaterial nur relativ ändern können.

## 2. Von dem Coke-Verbrauch für die Arbeits-Einheit.

Coke ist verkohlte Steinkohle und besteht aus reinem  
Kohlenstoff mit Beimischungen von erdigen Bestandtheilen  
und etwas Schwefel. Die Menge der erdigen Bestandtheile  
ist je nach der Güte des Coke verschieden, sie geben beim  
Verbrennen zu Rückständen Veranlassung — Asche und  
Schlacken — und betragen 2 bis 10% vom Gewichte. Der  
Schwefelgehalt beträgt selbst bei gutem Coke in der Regel  
noch 1%. Im Ganzen kann man guten sehr trocknen Coke  
hinsichtlich seiner chemischen Bestandtheile zu:

94% reinem Kohlenstoff,  
5% Asche und Schlacken,  
1% Schwefel.

---

= 100% Coke = schätzen.

In Locomotivkesseln kommt es darauf an, das für die  
Maschine erforderliche Dampfquantum zu produciren, es  
muss untersucht werden, wie viel Wasser möglicher Weise  
mit 1 Pfd. Coke verdampft werden kann.

Wenn Coke als reiner Kohlenstoff gedacht wird und  
vollständig verbrennt, so erfordert 1 Pfd. Coke dazu 12 Pfd.



atmosphärische Luft von  $15^{\circ}$  C., es bilden sich dann 13 Pfd. Verbrennungsprodukte, welche aus  $3\frac{2}{3}$  Pfd. Kohlensäure und  $9\frac{1}{3}$  Pfd. Stickstoff bestehen, oder 1 Pfd. Coke erfordert, um zu reiner Kohlensäure zu verbrennen, ca. 160 Cub.-Fuss atmosphärische Luft von  $15^{\circ}$  Cels. Die Umwandlung des Coke in Kohlensäure geschieht bei Locomotivfeuerungen aber nie ganz vollständig, ein Theil des Kohlenstoffs wird freilich, weil er mit der Luft nicht in hinreichende Verbindung treten konnte, nur in Kohlenoxydgas umgewandelt, ein grosser Theil der durch das Feuer streichenden Luft findet aber gar nicht Gelegenheit, sich mit Kohlenstoff zu verbinden, man kann desshalb annehmen, dass in Locomotivkesseln zur Verbrennung von 1 Pfd. Coke 200 Cub. Fuss atmosphärische Luft von  $15^{\circ}$  Cels. Temperatur wirklich consumirt werden.

Absolut genommen entwickelt nun 1 Pfd. reiner Kohlenstoff 7760 Wärmeeinheiten (1 Wärmeeinheit erwärmt 1 Pfd. Wasser um 1 Grad Cels.), und ist daher im Stande, bei vollständiger Verbrennung nach Tabelle Seite 34 in Dampf von 90 Pfd. Ueberdruck oder 105 Pfd. Totalpressung

$$\frac{7760}{639,3-15} = 12,42 \text{ Pfd. Wasser von } 15^{\circ} \text{ Cels.}$$

umzuwandeln. Um festzustellen, wie viel Pfd. Wasser 1 Pfd. Coke in Locomotivkesseln in Dampf von 90 Pfd. Pressung verwandeln kann, sind hiervon mannichfache Abzüge zu machen:

Zunächst ist die zum Verbrennen nothwendige Luft auf die Temperatur des Feuers zu erheben, sie bildet den grössten Theil der Verbrennungsprodukte, deren Wärme, nachdem sie in der Rauchkiste angekommen, ungenutzt von dannen zieht. Die Temperatur der Rauchkiste beträgt nach angestellten Versuchen durchschnittlich während des Ganges der Maschine  $315^{\circ}$  Cels. Die 200 Cub.-Fuss Luft von  $15^{\circ}$  Cels., welche zur Verbrennung von 1 Pfd. Coke erforderlich sind, werden also um  $300^{\circ}$  C. für die Verdampfungszwecke des Kessels nutzlos erwärmt. Es wiegen aber ca. 13 Cub.-Fuss Luft = 1 Pfd., bei der specifischen Wärme der Luft  $= 0,2669$ , von der des Wassers werden also  $13 \cdot \frac{1}{0,2669} = 48,75$  Cub.-Fuss Luft durch 1 Wärmeeinheit um  $1^{\circ}$  C. erwärmt, oder 200 Cub.-Fuss Luft um  $300^{\circ}$  C. zu erwärmen, erfordert  $\frac{200 \cdot 300}{48,75} = 1230$  Wärmeeinheiten, welche verglichen mit der Wirksamkeit von 1 Pfd. Kohlenstoff = 7760 Wärmeeinheiten, einem Verluste von  $= 16\%$  gleichkommen. 1 Pfd.



reiner Kohlenstoff würde also in gewöhnlichen Locomotivkesseln der verloren gehenden Rauchkisten-Temperatur wegen nur  $0,84 \cdot 12,42 = 10$  Pfd. Wasser von  $15^{\circ}$  Cels. verdampfen können.

Die Wirksamkeit des Brennmaterials wird ferner herabgezogen durch den Wassergehalt des selbst trocken scheinenden Coke. Der Coke als sehr hygroskopischer Körper enthält stets einiges Wasser, das direkt einen Ausfall an wirklichem Cokegewicht und indirekt noch dadurch einen Verlust giebt, dass dieses Wasser mit verdampft werden muss. Man kann diesen Verlust mindestens zu  $3\%$  schätzen.

Auch strahlen die Aussenflächen des Kessels stets einen Theil Wärme aus, die für die Verdampfungszwecke des Locomotivkessels ebenfalls als verloren zu betrachten ist. Diesen Verlust kann man zu  $5\%$  annehmen.

Endlich bedingt die Natur des Cokes, gegen reinen Kohlenstoff gerechnet, noch einen Minderwerth von  $6\%$  an Asche, Schlacke und Schwefel, wie schon oben angegeben.

Es sind somit gegen den absoluten Brennwerth des reinen Kohlenstoffs gerechnet für 1 Pfd. in Locomotivkesseln verbrannten Coke im Ganzen  $16 + 3 + 2 + 6 = 27\%$  in Abzug zu bringen, so dass 1 Pfd. Coke überhaupt nur  $0,73 \cdot 12,42 = 9,2$  Pfd. Wasser von  $15^{\circ}$  C. in Locomotivkesseln verdampfen kann.

Bringt man ferner in Anschlag, dass in Locomotivkesseln durch die Sicherheitsventile, die verschiedenen Hähne etc. stets etwas Dampf verloren geht und dass in Locomotivkesseln stets Wasser mit dem Dampfe übergerissen wird und in den Cylindern und ihren Zuführungswegen Dampf condensirt, so wird man als Maximum der Nutzleistung, welche sich schliesslich durch die Arbeit des Dampfes in den Cylindern wiederfindet, höchstens für 1 Pfd. Coke 9 Pfd. verdampftes Wasser annehmen können.

Diese Zahl setzt aber ganz vorzüglich gut construirte Kessel, die thunlichst trockenen Dampf liefern und einen hinreichend trockenen Coke voraus, der höchstens  $5\%$  Asche-Gehalt hat. Mit Coke, der mehr fremdartige Beimischungen enthält, und namentlich in Kesseln, die nicht für das Maximum der Nutzleistung des Brennmaterials construiert sind, wird verhältnissmässig weniger Wasser verdampft werden können und die Zahl 9 ist entsprechend zu modificiren. Für gewöhnlichen Coke und gewöhnliche Kessel wird man 8 Pfd. nutzbar verdampftes Wasser pr. 1 Pfd. Coke als Norm annehmen können.



In der nachfolgenden Abhandlung sollen indess die Bedingungen für die Maximum-Leistung des Coke näher beleuchtet werden, setzt man dieselben als erfüllt voraus und bezeichnet:

$h$  = das pr. Pferdekraft pr. Stunde in einer Locomotive zu verbrennende Cokequantum, so ist nach Seite 71 Formel (3)

$$k = \frac{w}{9} = \frac{0,16 \cdot a + 18}{9} \text{ Pfd.} \quad (4)$$

wofür man in gewöhnlichen Fällen

$$k_1 = \frac{w}{8} = \frac{0,16 \cdot a + 18}{8} \text{ Pfd. Coke zu rechnen}$$

haben würde.

Bei diesen Zahlen ist vorausgesetzt, dass sowohl das zu verdampfende Wasser, wie die zum Verbrennen des Coke erforderliche Luft eine Temperatur von nur  $16^\circ$  Cels. haben. Es ist einleuchtend, dass eine andere ursprüngliche Temperatur des Speisewassers sowohl, als der Luft auch zu andern Resultaten hinsichtlich des Cokeverbrauchs führen müssen, die, wenn die Ursprungstemperaturen niedriger liegen, ungünstiger, wenn sie höher liegen, günstiger ausfallen.

Vorhin ist schon gezeigt, dass mit den durch die Rauchkiste entweichenden Verbrennungsprodukten ca.  $15\%$  Brennmaterial verloren geht, wäre es nun z. B. möglich, die zum Verbrennen des Coke erforderliche atmosphärische Luft vorher auf eine höhere Temperatur zu bringen und könnte man hierzu die aus der Rauchkiste nutzlos entweichende Wärme benutzen, so würde man hierdurch ohne Frage einen guten Theil, vielleicht  $5-10\%$  Brennstoff ersparen können.

Eine dahin abzielende Konstruktion wurde vom Verfasser im Jahre 1854 versucht; die zum Verbrennen erforderliche Luft wurde in einem Aussenmantel des Schornsteins aufgefangen, strömte von hier durch ein in der Rauchkiste befindliches Röhrensystem, welches den entweichenden Verbrennungsgasen, die in der Versuchsmaschine eine Temperatur von beiläufig  $340^\circ$  C. hatten, möglichst exponirt war, und durch ein hinlänglich weites Rohr dem sonst dicht verschlossenen Aschkasten zu. Die atmosphärische Luft wurde auf ihrem Wege ziemlich genau um  $100^\circ$  C. erwärmt, so dass eine Cokeersparniss von ca.  $5\%$  in Aussicht stand, welche sich, da das Heranziehen der Luft auf dem ziemlich complicirten Wege immerhin eine wenn auch nur geringe Vergrößerung der Blasrohrpressung bedang, aus längern Versuchen faktisch zu  $4\%$  herausstellte. Im Vergleich zu den Kosten des Apparats schien der Gewinn von  $4\%$  Brenn-



material-Ersparniss indess zu unbedeutend, wesshalb von weitem Versuchen abgestanden wurde.

Mehr ist von der Erwärmung des Speisewassers zu erwarten. Aus Wasser von 15° C. Temperatur kann nach Seite 75, 1 Pfd. Kohlenstoff 12,42 Pfd. Wasser in Dampf von 90 Pfd. Spannung verwandeln. Setzt man die Ursprungstemperatur des Wassers zu 100° Cels. voraus, so kann

$\frac{7760}{638,3 - 100} = 14,41$  Pfd. oder 15% mehr Wasser in solchen Dampf von 90 Pfd. Pressung mit 1 Pfd. Kohlenstoff verwandelt werden. Erwärmt man daher das in Locomotivkesseln zur Verwendung kommende Speisewasser vorher durch Mittel, die keinen direkten Aufwand an Brennmaterial erfordern, von 15° C. auf 100° C., so muss auch hier 15% Brennstoff erspart werden.

Die Mittel zur Erreichung dieses Zwecks können zweierlei Art sein: Entweder kann man einen Theil des durch das Blasrohr entweichenden Dampfes zur Vorwärmung des Speisewassers auf 100° C. benutzen, wofür Constructionen in Deutschland von Kirchweger, in England von V. Gooch u. A. angegeben sind, die man mit dem Namen „Condensations-Vorrichtungen“ bezeichnet. Oder man kann das Wasser, statt es aus dem Tender direkt in den Kessel zu pumpen durch ein durch die Rauchkiste geführtes Röhrensystem leiten, wo es vor seinem Eintritt in den Kessel durch die heissen entweichenden Verbrennungsprodukte ebenfalls auf die Temperatur von 100° C. gebracht werden kann. Für diese Methode ist von Mc Connel eine Construction angegeben. Endlich 3. ist von Beatie in London eine Construction angegeben, wo die Vorwärmung des Speisewassers durch einen Theil des Blasrohrdampfes in der Rauchkiste selbst vorgenommen wird, wo also die latente Wärme des verbrauchten Dampfes und die Wärme der Verbrennungsprodukte gleichmässig zur Benützung kommen.

Bei Hrn. Kirchweger's Condensations-Vorrichtung wird ein Theil des Blasrohrdampfes in den Tender geleitet und so durch Ausnutzung der latenten Wärme dieses Dampfolumens die ganze Masse des im Tender befindlichen Wassers zu gleicher Zeit erwärmt. Sie hat in Deutschland mit Recht sehr verbreiteten Eingang gefunden, obwohl, wie schon Seite 72 angegeben, der Name „Condensations-Vorrichtung“ ihrer Wirkung nicht entspricht. Es findet allerdings, so lange die Temperatur des Wassers noch unter 100° C. beträgt, eine partielle Condensation statt, aber nicht wie es bei eigentlichen Condensations-Maschinen der Fall



mit dem Erfolge, den Rückdruck auf den Kolben zu vermindern, sondern nur zu dem Zwecke, latente Wärme an das Tenderwasser abzugeben. Bei der Vorwärme-Einrichtung von Mr. V. Gooch wird das Wasser in dem Augenblicke von einem Theil des Blasrohr-Dampfes erwärmt, wo die Pumpen es aus einem besondern Kasten im Tender ansaugen.

Abgesehen davon, dass die Vorwärme-Einrichtungen, bei denen der entweichende Dampf als Wärmemittel gebraucht wird, leicht dahin führen, dass der Dampf in das Wasser gepresst wird, und dass, um mit weniger ausblasendem Dampfe denselben Zug für das Feuer zu erzeugen, durch eine unverhältnissmässige Verengung des Blasrohrs die Blasrohrpressung und damit der Rückdruck auf den Kolben etwas erhöht werden kann; muss zugegeben werden, dass alle die genannten Vorwärme-Einrichtungen, sofern sie das Speisewasser durch die entweichende Wärme, sei sie als latente Wärme im Dampfe oder in den Verbrennungsprodukten, eine namhafte und zwar bis 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub> betragende Brennmaterial-Ersparniss in Aussicht stellen.

Beachtet man aber, dass es den Führern von im Dienst befindlichen Locomotiven möglich ist, auch ohne besondere Wärmeverrichtungen den sonst aus den Sicherheitsventilen abblasenden Dampf, dessen Wärme ebenfalls als verloren zu betrachten sein würde, dadurch nutzbar zu machen, dass sie diesen Dampf sowohl vor Antritt der Fahrt, als beim Anhalten auf den Stationen durch ein einfaches direktes Wärmerohr in den Tender leiten und dass es so leicht möglich ist, die mittlere Temperatur des Tenderwassers, statt auf 15<sup>0</sup> auf ca. 50<sup>0</sup> C. zu halten, so kann durch eine weitere Vorwärmung auf 100<sup>0</sup> C. nur noch eine Brennmaterial-Ersparniss von ca. 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub> erzielt werden, und weil auf der andern Seite von den Wärmeverrichtungen bei Locomotiven auch nicht der unumschränkteste Gebrauch gemacht werden kann, z. B. die Wirkung des Apparats von Kirchweger erst beginnt, wenn das ganze Tenderwasser bereits warm geworden ist, so dürfte die Annahme von 8<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Brennmaterial-Ersparniss durch solche Vorrichtungen gerechtfertigt erscheinen.

Im Ganzen würden daher mit Anwendung von Vorrichtungen, die die Temperatur des Speisewassers auf 100<sup>0</sup> C. erheben, in besonders gut construirten Locomotivkesseln nach Seite 76 durch 1 Pfd. Coke gegen 10 Pfd. Wasser und in weniger gut construirten Kesseln gegen 9 Pfd. Wasser verdampft werden können. Es soll daher die oben gegebene



Formel (4), welcher die Annahme von 9 Pfd. Wasser pr. 1 Pfd. Coke zum Grunde liegt, als gute, für fast alle Verhältnisse passende Mittelzahl für die spätern Auseinandersetzungen beibehalten werden, so dass der Cokeverbrauch für die Arbeitseinheit oder 1 Pferdekraft pr. Stunde zu

$$k = \frac{0,16 \cdot a + 18}{9} \text{ Pfd. ausfällt.}$$

Analog den Betrachtungen, welche früher in Bezug auf den Wasserverbrauch an die Formel (3) angeknüpft wurden, muss es hier ausgesprochen werden, dass sich in Locomotiven der für die Leistung von einer Pferdekraft pr. Stunde zu verbrauchende Dampf mit nicht weniger als ca.  $2\frac{1}{4}$  Pfd. Coke produciren lässt, welcher Coke-Verbrauch bei den grössern Dampf-Admissionen bis ca.  $3\frac{1}{2}$  Pfd. Coke pr. Pferdekraft pr. Stunde anwächst. Dies findet in dem früher über die Erhöhung des Nutzeffekts des Dampfes bereits Gesagten seine Begründung, doch wird es hier noch von einer andern Seite klar, wenn man bedenkt, dass in Dampfkesseln überhaupt zur Bildung von Dampf stets ein grosser Aufwand an Brennmaterial zur Erzeugung der latenten Wärme gemacht werden muss, die freilich die Existenz des Dampfes als solchen bedingt, die aber mit dem entweichenden Dampfe für die Arbeitszwecke des Dampfes in den Cylindern grösstentheils verloren geht.

## Zweites Kapitel.

### Von den Verhältnissen der Locomotivkessel.

#### 1. Von der Feuerungs-Anlage.

Der auf dem in der Feuerkiste befindlichen Roste verbrennende Coke entwickelt Hitze, welche getragen von den Verbrennungsprodukten durch die Siederöhren hindurchgeht und so abfliesst. Die Flächen der Feuerbüchse und Siederohre sind die Leiter der wirksamen Hitze und ihr Effekt, d. h. die Masse des in Dampf verwandelten Wassers verglichen mit der Menge des aufgewendeten Brennmaterials, hängt im Allgemeinen von der Intensität der Hitze und der Grösse der leitenden Flächen — der Heizfläche — ab.

Der Hitzegrad oder die Intensität der Verbrennung hängt zunächst von der richtigen Grösse der Rostfläche und der Grösse der ganzen Feuerbüchse ab. Die dem Feuer zum Brennen erforderliche Luft muss sich unter einer



gewissen Geschwindigkeit mit dem Kohlenstoff vereinigen können und zugleich muss ein gewisses Quantum von Brennstoff vorhanden sein, um der Luft zu einer vollständigen Verbindung Gelegenheit zu geben. Daneben müssen die aus Kohlenoxydgas und Stickstoff bestehenden Verbrennungsprodukte einen raschen und freien Abzug haben.

Da bei Locomotivkesseln die Höhe des Schornsteins zu beschränkt ist, um für eine lebhafte Verbrennung wirken zu können, so wird der für das Feuer nothwendige Zug durch das Blasrohr erreicht. Der durch das Blasrohr in den Schornstein ausströmende Dampf treibt die Verbrennungsprodukte stossweise gleich einem Kolben vor sich hin und wirkt zu gleicher Zeit durch seine Geschwindigkeit saugend auf das Feuer. Es wird in der Rauchkiste ein partielles Vacuum erzeugt, das sich bis auf den Feuerplatz ausdehnt und hier wiederum ansaugend auf die frisch hinzutretende Luft wirkt.

Wenn also der Dampf von seiner Arbeit in den Cylindern durch das Blasrohr entlassen wird, muss er auch die Fähigkeit haben, das zum Zuge des Feuers erforderliche Vacuum herzustellen. Diese Fähigkeit des Dampfes wird durch die Blasrohrpressung erreicht, von der man gesehen hat, dass sie mit dem Rückdruck auf den Kolben und der Geschwindigkeit im bestimmten Zusammenhange steht. Es folgt aus dem Früheren, dass für die Nutzarbeit der Maschine derjenige Locomotivkessel der günstigste ist, welcher bei der kleinsten Blasrohrpressung die intensivste Verbrennung giebt, d. h. in der Feuerkiste das grösste Vacuum herstellt.

Setzt man in Locomotivfeuerungen über dem Roste eine Höhe der Cokeschicht voraus, wie sie allgemein üblich und für die bequeme Handhabung des Feuers erforderlich ist, eine Höhe, welche nie höher sein sollte, als dass sie die untere Siederohrreihe erreicht, weil sonst der Zugweg eines Theiles der Siederohre verlegt werden würde, so ist im Allgemeinen die Menge des Coke, welcher auf dem Rost verbrannt werden kann, der Grösse der Rostfläche für die verschiedenen Intensitäten der Verbrennung direkt proportional, man kann desshalb bei einem Locomotivkessel, die den Zugwegen des Feuers zu gebenden Verhältnisse direkt auf 1  $\square$  Rostfläche beziehen, und so die erforderliche Grösse für den freien Raum zwischen den Roststäben, den Durchlass-Querschnitt in den Siederohren, den cubischen Inhalt der Rauchkiste und den Querschnitt des Schornsteins durch 1  $\square$  Rostfläche für die Bedingung ausdrücken, dass man ein grösstes Vacuum in der Feuerkiste mit der kleinsten



Blasrohrpressung erreichen will. Ausser diesen Verhältnissen influiren freilich auf das Vacuum in der Feuerkiste noch einige andere, namentlich die Form der Rauchkiste mit ihrem Anschluss an den Schornstein, die Lage der Blasrohrmündung unter dem Schornstein und die Länge der Siederohre, insofern lange Siederohre den durchstreichenden Gasen mehr Reibungswiderstand entgegensetzen, als kurze, doch sind die erstgenannten am hervortretendsten.

Das Vacuum in der Feuerkiste, welches die Intensität des Feuers bedingt, findet über der Kohlenschicht statt und setzt sich im geschwächten Maasse bis auf den Rost selbst fort. Die kalte Luft, welche durch den freien Raum des Rostes eindringt, wird im Feuer auf einen Wärmegrad von vielleicht  $1500^{\circ}$  C. gebracht, steigt in dem durch solche Wärme bedingten expandirten Zustande über das Feuer und tritt in die Siederohre ein. Auf ihrem Wege durch die Siederohre werden die Verbrennungsprodukte unter Abgabe ihrer Wärme an die Heizfläche auf die Temperatur von ca.  $300^{\circ}$  C. wieder abgekühlt und somit zusammengezogen. Bei ihrem Durchgang durch den Kessel erfordern also die Verbrennungsprodukte, welche über dem Feuer fast das 6fache Volumen der frisch zugeführten Luft haben, für ihren Eintritt in die Siederohre, damit dieser mit nicht zu grosser Geschwindigkeit zu geschehen braucht, die grössten Querschnitte und gerade hier wird der Konstruktion der Kessel gemäss, der an sich schon enge Querschnitt durch die Befestigungsart der Siederohre in der Rohrwand der Feuerbüchse mittelst Rohrringen noch mehr verengt. Bei der Konstruktion von Locomotivkesseln muss es daher ein Hauptstreben sein, den Rohrring-Querschnitt in der Rohrwand der Feuerbüchse möglichst weit zu bekommen, was sich, da die Rohrringe eine angemessene Stärke haben müssen, nur durch hinreichend weite und eine hinreichende Anzahl Siederohre erreichen lässt. Der Querschnitt in den Siederohren ist dann von selbst schon weiter und der Querschnitt in den etwa vorhandenen Rohrringen in der Rauchkisten-Rohrwand kann der bereits erfolgten Abkühlung der Verbrennungsprodukte wegen sogar kleiner sein.

Gegen den Einfluss des Rohrring-Querschnitts in der Feuerkiste ist selbst der Einfluss der Länge der Siederohre auf die Lebhaftigkeit der Verbrennung mehr untergeordnet. Es werden zwar immer lange Siederohre den durchstreichenden Gasen mehr Reibungswiderstand entgegensetzen, als kurze, man wird aber einem Lokomotivkessel nicht mehr Heizfläche geben, als für seinen Zweck nothwendig. Hat



man daher aus der Nothwendigkeit eines gewissen Rohrring-Querschnitts die Weite und Anzahl der Siederöhren nach der Grösse der Rostfläche festgesetzt, so findet sich die erforderliche Länge der Siederöhren aus der erforderlichen Heizfläche, und wenn diese nur in den üblichen Grenzen von 10—14 Fuss ausfällt, so ist ihr für die Lebhaftigkeit der Verbrennung keine zu grosse Wichtigkeit beizumessen.

So betrachtet sollte nach Abstraktion von wirklich guten Locomotivkesseln für 1 □ Rostfläche der freie Raum zwischen den Rosten 0,25 bis 0,33 □, und der Rohrring-Querschnitt in der Feuerbüchse mindestens 0,15 bis 0,20 □ betragen. Der Querschnitt in den Siederöhren selbst stellt sich dann zu ca. 0,20 bis 0,25 □ heraus und in der Rauchkiste kann sich, ohne Schaden für den Zug des Feuers, durch eingetriebene Rohrringe der Durchlassquerschnitt wieder auf 0,15—0,20 □ verengen.

Das Vacuum in der Feuerkiste ist von dem Vacuum in der Rauchkiste abhängig und die Rauchkiste darf, um mit dem Blasrohr ein gewisses Vacuum in ihr herstellen zu können, nur eine gewisse Grösse haben; auch darf der Schornstein weder zu weit sein, damit nicht zu viel Luft durch ihn eindringt und nicht zu eng, damit die Verbrennungsprodukte ohne erheblichen Widerstand durch ihn abgeführt werden können. Als ein gutes Verhältniss kann es betrachtet werden, wenn für 1 □ Rostfläche der cubische Inhalt der Rauchkiste  $2\frac{1}{2}$  bis 3 Cub.-Fuss und der Schornsteinquerschnitt 0,12 bis 0,15 □ beträgt. Dabei muss der Uebergang der Rauchkiste in den Schornstein durch eine schlanke Curve vermittelt werden und das Blasrohr wird am Besten so gestellt, dass die Oberkante seiner Mündung in der Mitte der Höhe zwischen der obern Siederohrreihe und der Unterkante des Schornsteins steht. Die Blasrohröffnung muss wie der Schornstein rund sein und genau unter der Mittellinie des Schornsteins richtig vertikal stehen, innen ist sie etwas conisch zu machen.

Alle diese Verhältnisse als erfüllt vorausgesetzt, wird man mit einem Blasrohrquerschnitt, der für 1 □ Rostfläche  $\frac{1}{144}$  bis  $\frac{1}{96}$  □ beträgt, unter allen Umständen eine lebhafte Verbrennung erzielen, so dass man niemals nöthig hat, kleinere Blasrohrquerschnitte zur Anwendung zu bringen, als solche die für 1 □ Rostfläche 1 □ betragen.

Nach Mr. Clark's Versuchen beträgt in guten, nach obigen Regeln construirten Locomotivkesseln

1. das Vacuum in der Rauchkiste ca.  $\frac{1}{14}$  der Blasrohr-  
 pressung, oder: die Blasrohrpressung genommen in



Zollen Quecksilber giebt nahezu das Vacuum in der Rauchkiste in Zollen Wasser;

2. das Vacuum in der Feuerkiste ist nahezu  $\frac{1}{2}$  von dem Vacuum in der Rauchkiste, beträgt also ca.  $\frac{1}{28}$  der Blasrohrpressung;

und

3. wächst die Lebhaftigkeit der Verbrennung gemessen durch die verdampfte Wassermenge in gleichen Zeiten und in demselben Kessel nahezu mit der Quadratwurzel aus dem Vacuum in der Rauchkiste, so dass also ein 4faches Vacuum in der Rauchkiste die doppelte Verdampfung veranlasst.

Da nun nach Seite 60 die Blasrohrpressung für beide Cylinder, abgesehen von der Grösse des Rückdrucks auf jede Kolbenfläche und der Grösse des Blasrohrquerschnitts, nahezu im Quadrate der Geschwindigkeit der Maschine wächst, so muss auch das Vacuum für dieselbe Maschine mit dem Quadrate der Geschwindigkeit derselben wachsen und daher das Verdampfungs-Vermögen des Kessels, soweit es von der Lebhaftigkeit der Verbrennung abhängt, einfach mit der Geschwindigkeit zunehmen.

Hieraus ist es erklärlich, dass ein Locomotivkessel, wenn er überall den Verhältnissen der Maschine angepasst ist, in gewissen Grenzen diese Maschine unter allen Geschwindigkeiten mit Dampf versorgen kann. Die Grenzen sind einmal dadurch gegeben, dass ein Locomotivkessel schon beim ruhigen Stande durch den natürlichen Zug des Feuers etwas Dampf producirt und 2. dadurch, dass bei sehr grossen Geschwindigkeiten die Geschwindigkeit der Verbrennungsprodukte, veranlasst durch das grössere Vacuum, so gross wird, dass sie ihre Wärme nicht bis auf den gewöhnlichen Grad (ca.  $300^{\circ}$  C.) an die Heizflächen abzugeben vermögen. Bei sehr kleinen Geschwindigkeiten wird der Kessel daher etwas mehr, bei sehr grossen Geschwindigkeiten etwas weniger Dampf produciren müssen, als der Geschwindigkeit der Maschine proportional ist. Auch lässt die Seite 60 für die Blasrohrpressung gegebene Formel es erkennen, dass ein Theil derselben, so weit sie von der Endpressung der Expansion herrührt, mehr constant ist, was ebenfalls zu einer geringen Modification des oben ausgesprochenen 3. Satzes beiträgt.



## 2. Von der Grösse der Rostfläche.

Nach dem Vorstehenden ist es einleuchtend, dass die Rostfläche eines Kessels thunlichst klein, wenigstens nicht grösser als nöthig gemacht werden muss, es giebt aber, die gute Feuerungs-Anlage vorausgesetzt, für jeden Kessel ein gewisses Cokequantum, welches am vortheilhaftesten für die Nutzleistung der Maschine auf 1  $\square$  Rostfläche pr. Stunde verbrannt werden kann. Wenn man das Feuer durch das Blasrohr mehr anfachte, so würde die Wärme der Verbrennungsprodukte in den Siederöhren nicht genug ausgenutzt werden und wenn man den Coke zu einer langsameren Verbrennung veranlasste, so würde die Hitze der Verbrennungsprodukte gegen die Temperatur der Heizflächen im Kessel in ein nicht genügend vorherrschendes Verhältniss kommen. Wenn nun ein gewisses Cokequantum nach Seite 77 Formel (4) für die Einheit der Leistung in einer Maschine verbrannt werden muss, um das dafür nöthige Quantum Wasser in Dampf zu verwandeln, so darf für diese Verbrennung die ganze Rostfläche weder zu klein noch zu gross sein. Versuche haben ergeben, dass man in einer Locomotive, wenn dieselbe ihre Maximum-Leistung entwickelt, auf 1  $\square$  Rostfläche bis 150 Pfd. Coke pr. Stunde verbrennen kann, dass man aber bei solcher Maximum-Leistung der Maschine, von dem Coke den grössten Nutzeffekt erhält, wenn der Rost so gross eingerichtet wird, dass pr. Stunde auf 1  $\square$  Rostfläche nur 100 Pfd. Coke verbrannt zu werden brauchen. Die Maximum-Leistung einer Locomotive findet man aus Formel (1) in  $N_1$  Pferdekraften, wenn man die grösste Fahrgeschwindigkeit substituirt und  $p_1$  aus Formel (2) für mindestens 75% Admission bestimmt. In der Regel arbeiten zwar Locomotiven nicht mit ihrer Maximum-Leistung, und dann wird auch auf 1  $\square$  Rostfläche bedeutend weniger Coke, oft nur 25—50 Pfd. pr.  $\square$  pr. Stunde, verbrannt, der Cokeverbrauch geht dann aber mit der Verminderung der Leistung, in Pferdekraften ausgedrückt, ziemlich Hand in Hand, und für kleinere Leistungen wird sich bei derselben Maschine nahezu dieselbe Rostfläche herausstellen, weil die mit der kleineren Leistung zugleich verminderte Blasrohrpressung eine weniger intensive Verbrennung bedingt.

Jedenfalls muss aber eine Locomotive derjenigen Maximum-Leistung fähig sein, welche ihrem Bau entspricht und so ist es am richtigsten, hierfür auch die Grösse der Rostfläche zu bestimmen.



Nach Formel (4) muss in einem Locomotivkessel pr. Stunde pr. Pferdekraft

$$k = \frac{0,16 \cdot a + 18}{9} \text{ Pfd. Coke verbrannt werden.}$$

Bezeichnet daher:

$N_1$  die Anzahl der als Maximum-Leistung zu entwickelnden Pferdekräfte und

$F$  die Rostfläche, welche dem Kessel zu geben ist, um ihn für alle Leistungen bis zu diesem Betrage geeignet zu machen, so ist in Quadratfussen:

$$F = \frac{0,16 \cdot a + 18}{900} \cdot N_1 \quad (5)$$

Es wird hierbei besonders hervorgehoben, dass, wenn  $N_1$  eine kleinere als die Maximum-Leistung ausdrückt, naturgemäss auch der Divisor 900 kleiner werden muss, weil eben eine kleinere Leistung der Maschine, sei sie durch Verminderung der Geschwindigkeit  $V$  oder der Pressung herbeigeführt, eine kleinere Blasrohrpressung und somit eine schwächere Verbrennung und Verdampfung bedingt, so dass also auch auf 1  $\square$  Rostfläche nicht mehr 100 Pfd. Coke pr. Stunde verbrannt werden können.

Die nach Formel (5) berechnete Rostfläche wird also für alle Benutzungsweisen einer Maschine gleich passend sein, und legt man diese Rostfläche der Bestimmung der übrigen Verhältnisse der Feuerungsanlage zum Grunde, macht also den freien Raum zwischen den Roststäben 0,25 — 0,33, den Rohrringquerschnitt in der Feuerbüchse 0,15 — 0,20, den Schornsteinquerschnitt 0,12 — 0,15mal so gross, giebt dabei der Rauchkiste für jeden  $\square$  Rostfläche  $2\frac{1}{2}$  — 3 Cub.-Fuss Inhalt und dem richtig in die Rauchkiste gestellten Blasrohr wenigstens eben so viele  $\square$  Zolle Querschnitt, als der Rost  $\square$  Fusse Fläche enthält, so kann man sicher sein, dass man von dem in der Feuerungsanlage verbrannten Coke den grössten Nutzen hat, d. h. man wird bei der geringsten Kraftanstrengung der Maschine unter ziemlich allen Leistungs-Verhältnissen mit 1 Pfd. Coke 9 Pfd. Wasser verdampfen können.

### 3. Die Grösse der Heizfläche.

Das fernere Moment, um die dem Cokeverbrauch günstige Verdampfung zu erreichen, ist die richtige Bestimmung der Heizfläche, d. h. der Grösse derjenigen Metallflächen, welche sich zwischen dem Feuer und dem Wasser befinden, die Wärme aufnehmen und dem Wasser behuf seiner Ver-



dampfung zuleiten; es wird darunter die dem Wasser zugekehrte Oberfläche verstanden.

Im Allgemeinen ist es keine Frage, dass für den ökonomischen Effekt des Brennmaterials die Heizfläche des Kessels so gross als möglich genommen werden muss. Man hat aber gesehen, dass der grösste in Locomotivkesseln zu erreichende Effekt statthat, wenn durch 1 Pfd. Coke 9 Pfd. Wasser wirklich verdampft werden und dass diese Leistung des Brennmaterials eine Ausnutzung der in den Verbrennungsprodukten enthaltenen Wärme bis auf ca.  $300^{\circ}$  C. voraussetzt. Hiernach muss man diejenige Heizfläche eines Locomotivkessels als genügend betrachten, bei welcher, bei einer Verdampfung von 9 Pfd. Wasser durch 1 Pfd. Coke eine Rauchkistentemperatur von ca.  $300^{\circ}$  C. stattfindet. Sie wird zugleich die am günstigsten angeordnete Heizfläche sein, wenn sie diese Wirkung bei der vortheilhaftesten Feuerungs-Anlage, d. h. der kleinsten Blasrohrpressung, vollbringt.

Man könnte zwar, da die Temperatur des unter 90 Pfd. Pressung befindlichen Wassers nur ca.  $165^{\circ}$  C. beträgt, die Wärme der Verbrennungsprodukte um fernere  $300^{\circ} - 165^{\circ} = 135^{\circ}$  C. ausnutzen, doch ist zu bedenken, dass dieselben ihren letzten Rest an Wärme nur sehr langsam und mit bedeutender Vergrösserung der Heizfläche abgeben würden, weil aber in Locomotivkesseln die Herstellung einer grossen Heizfläche und ihre Unterhaltung zu kostspielig sind, um nicht volle Beachtung zu verdienen, auf der andern Seite eine über ein gewisses Maass hinausgehende Vergrösserung der Heizfläche in der Regel nur durch zu eng gestellte Siederohre, zu grosse Länge derselben und überhaupt durch Mittel erreicht werden kann, die andere Unzulänglichkeiten für den Verbrennungsprozess mit sich führen, so kommt man bald auf einer Grenze an, wo es zweckmässiger ist, die letzte verhältnissmässig unwirksame Ausnutzung der Wärme aufzugeben und dafür die Heizfläche auf ein gewisses Maximum-Maass zu beschränken.

Die Heizfläche componirt sich in jedem Locomotivkessel aus der Heizfläche der Feuerbuchse und der in den Siederohren. Die Heizfläche der Feuerbuchse ist der intensivsten Hitze von beiläufig  $1500^{\circ}$  C. exponirt, sie ist daher verhältnissmässig die wirksamste. In den Siederohren kühlen sich die Verbrennungsprodukte allmähig ab, anfangs, wo ihre Wärme noch um ein Bedeutendes die Temperatur des Wassers überwog, geben sie mehr Wärme ab und fortschreitend weniger.



Ueber den relativen Werth der in der Feuerkiste und den Siederohren vertheilten Heizfläche sind die Ansichten sehr verschieden. Nach Versuchen von Mr. D. Gooch u. A. (Gauge Commissioners Report 1846) will es scheinen, als hinge die Menge des pr. Stunde verdampften Wassers nur von der in der Feuerkiste enthaltenen Heizfläche ab und würden pr.  $\square$  dieser Heizfläche pr. Stunde 2 Cub.-Fuss = 135 Pfd. Wasser verdampft. Es ist aber wohl zu beachten, dass Locomotivkessel, wie sie im Gebrauch, alle mehr gleichartig construirt sind und dass neben der Feuerkisten-Heizfläche stets eine namhafte Heizfläche in den Siederohren existirt, welche in neuern Maschinen mindestens den 10—12fachen Betrag der ersteren ausmacht. Das Resultat jener Versuche kann daher höchstens so ausgesprochen werden, dass pr.  $\square$  Feuerbuchfläche 2 Cub.-Fuss Wasser pr. St. verdampft werden, wenn daneben für jeden  $\square$  Feuerbuchfläche 10—12  $\square$  Siederohrfläche existiren, und dass die Verdampfung nicht erheblich wächst, wenn dies Verhältniss bis auf das 13—14fache oder noch mehr vergrössert wird. In der That kann bei Locomotivkesseln, wenn der für die gute Feuerungsanlage benöthigte Rohrringquerschnitt durch gehörige Weite und Anzahl der Siederohre hergestellt ist und man daneben den Siederohren 10—12 Fuss Länge gegeben hat, eine weitere Vergrösserung der Siederohrfläche über das 10—12fache der Feuerbuchfläche hinaus in der Regel nur durch Vergrösserung der Länge der Siederohre auf 13—15' geschehen, welche grössere Länge die bereits abgekühlten Verbrennungsprodukte dann nur noch wenig mehr auszunutzen vermag, und die daneben auf den vortheilhaften Betrag des Feuerkisten-Vacuums, keinen günstigen Einfluss haben kann.

Hält man demnach die Länge der Siederohre in den Grenzen von 10—13', so fasst man am Richtigsten die Heizfläche im Ganzen auf und setzt das relative Verhältniss zwischen den Heizflächen zu 1 : 12 fest. Die englischen Versuche sind meist mit Kesseln angestellt, die eine verhältnissmässig grössere Feuerbuchfläche und dafür kurze Siederohre von nur 10—12 Fuss Länge hatten, in Deutschland ist es mehr üblich lange Kessel zu bauen und bei einem kurzen Radstande alle Achsen unter dem Langkessel zu placiren; damit man für das hintere Ende der Maschine dann kein zu grosses überhängendes Gewicht bekommt, begnügt man sich in der Regel mit kleinern Feuerbuchsen und ersetzt die im Ganzen fehlende Heizfläche durch grössere Länge der Siederohre. Man kommt so leicht auf ein relatives Verhältniss bis 1 : 13 und noch grösser.



Nach den englischen Versuchen von Mr. D. Gooch ist nun bei dem relativen Verhältniss von 1 : 10 bis 1 : 12 die grösste ökonomische Verdampfung von 9 Pfd. und in einigen Fällen sogar 10 Pfd. Wasser pr. 1 Pfd. Coke faktisch erreicht worden, wogegen eigene Versuche mit hannoverschen Maschinen, welche der Classe Nr. 100. und 106. angehören, die beide 14 Fuss lange Siederohre haben und bei denen das relative Verhältniss der beiden Heizflächen 1 : 14 ist, zu keinem bessern Resultat geführt haben. Hieraus dürfte abzunehmen sein, dass in der That die beiden letzten Fuss Länge der Siederohre keine weitere Verbesserung der Verdampfung herbeigeführt haben. Diese überschüssige Länge muss allerdings noch Wasser verdampft haben, aber dafür ist ohne Zweifel die Lebhaftigkeit der Verbrennung in der Feuerkiste und damit der Betrag der Verdampfung durch die Heizfläche derselben um so viel geringer gewesen.

Die Verbrennungsprodukte sollen ihre Wärme vermittelt der Heizfläche an das Wasser abgeben und setzt man bei verschiedenen Kesseln dieselbe Lebhaftigkeit der Verbrennung voraus, so ist die Menge der entwickelten Verbrennungsprodukte der Grösse der Rostfläche proportional. Es folgt hieraus, dass der ganze Betrag der Heizfläche auch seinerseits der Rostfläche proportional sein muss und dass es irgend ein Vielfaches der Rostfläche geben muss, welches als Heizfläche genommen, den Verbrennungsprodukten vollständige Gelegenheit giebt, ihre Wärme, soweit es in Locomotivkesseln thunlich und rathsam ist, an das Wasser abzugeben.

Versuche und Abstraktionen von wirklich guten Kesseln, d. h. solchen, bei denen die grösste ökonomische Verdampfung erreicht wird, haben ergeben, dass eine Heizfläche, welche das 80- bis 100fache der Rostfläche besitzt, das Maximum der möglichen Wirksamkeit ausgiebt, und zwar, dass in kurzen Kesseln das 80fache Verhältniss genügt, sofern das relative Verhältniss zwischen Feuerkisten- und Siederohrfläche höchstens 1 : 12 ist, und dass in langen Kesseln, sofern das letztere Verhältniss 1 : 13 oder grösser ist, die Heizfläche den 90—100fachen Betrag der Rostfläche haben muss. Beträgt hiernach z. B. die Rostfläche 12 □, so würde einem kurzen Kessel zusammen ca. 960 □ Heizfläche zu geben sein, wovon mindestens 80 □ in den Feuerkistenflächen und 880 □ in die Siederohrflächen zu vertheilen sind. Für einen langen Kessel mit ca. 14füssigen Siederohren würden bei 12 □ Heizfläche im Ganzen mindestens 1080 □ Heizfläche erforderlich sein, wovon 72 □ auf die Feuerkistenfläche



und 1008  $\square$  auf die Siederöhren zu vertheilen sein würden. Angenommen, dass der Grösse des Rohrringquerschnitts wegen der letztere Kessel eine ebenso günstige Feuerungsanlage besitzt, als der erstere, was übrigens thatsächlich, weil der kürzere Kessel zur Erreichung seiner Heizfläche eine grössere Anzahl Siederöhre besitzen muss, nicht der Fall sein kann, so werden in beiden pr. Stunde für die Maximum-Leistung der Maschine 12.100 Pfd. Coke verbrannt und damit  $\frac{1200.9}{62,2} = 175$  Cub.-Fuss Wasser verdampft werden können, was auf den  $\square$  Rostfläche reducirt, 14,5 Cub.-Fuss Wasser pr. Stunde ausmacht. Man hätte also zur Erreichung derselben ökonomischen Verdampfung nur nöthig gehabt, den kurzen Kessel mit 8  $\square$  Feuerkistenfläche mehr auszurüsten, um gegen den langen Kessel 128  $\square$  Heizfläche in den Siederöhren zu ersparen, was in Betreff des Kostenpunktes sehr wesentlich ist.

Um indess die nachfolgenden Erörterungen durch die Unterscheidung der kurzen und langen Kessel nicht zu complicirt zu machen, soll als gute Mittelzahl für das günstigste Verhältniss zwischen Rost und Heizfläche die Zahl 1 : 90 angenommen werden, wobei ausdrücklich hervorgehoben wird, dass bei kurzen Kesseln die 80fache Heizfläche eben so wohl den Maximum-Effekt giebt, als bei sehr langen Kesseln die 100fache Heizfläche.

Bezeichnet demnach:

H die für einen Locomotivkessel für den grössten ökonomischen Effekt des Brennmaterials benötigte Heizfläche, so ist aus (5)

$$H = 90 \cdot F = \frac{0,16 \cdot a + 18}{10} N_1 \quad (6)$$

mit welcher Heizfläche dann die Maximum-Leistung  $N_1$  der Maschine vortheilhaft zu erreichen ist.

Ist in einem Locomotivkessel die Heizfläche im Vergleich zur Rostfläche kleiner als der 90fache Betrag, so kann allerdings auch noch eine Verdampfung mit dem grössten ökonomischen Nutzeffekt vom Brennmaterial stattfinden, solche Verdampfung muss dann aber in demselben Maasse kleiner ausfallen, wie der Cokeverbrauch, d. h. es darf bei einem kleinerem Verhältniss zwischen Rost- und Heizfläche nur eine kleinere Arbeitsleistung der Maschine unter einer gelindern Verbrennung und Verdampfung eintreten, wenn die Verbrennung noch ökonomisch sein soll.

Es ist gezeigt worden, dass pr.  $\square$  Rostfläche 100 Pfd. Coke pr. Stunde verbrannt werden können, und dass damit



$$\left. \begin{aligned} H &= 23,7 \sqrt{F \cdot W} \quad \square \text{ Heizfläche} \\ F &= \frac{H^2}{562 \cdot W} \quad \square \text{ Rostfläche} \\ W &= \frac{H^2}{562 \cdot F} \text{ Cub.-Fuss Wasser-Verbrauch} \end{aligned} \right\} (7)$$

Hiernach berechnet, giebt folgende Tabelle XI. die Relationen zwischen Rostfläche, Heizfläche und Wasserverbrauch für die ökonomische Verbrennung von 100 Pfd. Coke für 14,5 Cub.-Fuss verdampftes Wasser oder 1 Pfd. Coke für 9 Pfd. Wasser.

### Tabelle XI.

[illegible]



aus welcher Tabelle für bestehende Kessel mit einem kleinern Verhältniss zwischen Rost und Heizfläche als 1:90 der vortheilhafteste Wasserverbrauch, welcher seinerseits wiederum die Leistung der Maschine regelt, ersichtlich ist.

#### 4. Sonstige Verhältnisse der Locomotivkessel.

In den vorstehenden Erörterungen ist unter Wasserverbrauch stets dasjenige Quantum Wasser verstanden worden, welches als Dampf nutzbar in den Cylindern der Maschine wirkt. Der wirkliche aus dem Speisewasser des Tenders gemessene Wasserverbrauch ist hiervon abweichend und der Betrag der Differenz geht für die Nutzleistung der Maschine verloren, sie besteht theils aus dem Dampfe, welcher durch die Sicherheitsventile entweicht, theils aus dem Dampfquantum, welches durch Condensation auf dem Wege nach und beim Eintritt in die Cylinder verloren geht, hauptsächlich aber geht ein Theil Wasser im noch tropfbar flüssigen Zustande mit dem Dampfe aus dem Kessel und passiert die Cylinder ohne weitere Gelegenheit zu einer noch nachfolgenden Verdampfung gefunden zu haben.

Die Vermeidung eines zu empfindlichen Dampfverlustes durch die Sicherheitsventile ist nur durch eine sorgsame Handhabung des Feuers zu erreichen. In Betreff der Condensation in den Cylindern ist weiter oben angegeben, dass outside Cylinder in der Regel einen grössern Verlust bedingen, als inside Cylinder, und geben die Seite 52 und 53 niedergelegten Resultate über den Betrag der Condensation während der Admission und Expansion nähern Aufschluss. Bei Konstruktion der Formel (3) Seite 71 für den Wasserverbrauch sind indess stets die grössten Aequivalente Wasser als Dampf, wie solche die Dampfdiagramme ergeben haben, zum Grunde gelegt, so dass wenigstens ein Theil des Verlustes durch Condensation in Bezug auf den Wasserverbrauch bereits berücksichtigt ist, und nur dasjenige Condensationswasser über die Angaben der Formel hinausgeht, welches in den Dampfwegen nach den Cylindern sich bereits gebildet hatte.

Es ist auch Seite 76 gezeigt, dass thatsächlich durch 1 Pfd. Coke 9,2 Pfd. Wasser von 15° C. in Locomotivkesseln in Dampf von 90 Pfd. Pressung verwandelt werden können; in Rücksicht auf jene unvermeidlichen Verluste indess, obgleich man eine höhere Ursprungstemperatur des Speisewassers als 15° Cels. und damit ein verdampftes Wasserquantum von fast 10 Pfd. annehmen könnte, in der



Formel (4) für den Cokeverbrauch für nutzbar verdampftes Wasser doch nur die Zahl von 9 Pfd. Wasser für 1 Pfd. Coke zum Grunde gelegt, wobei vorausgesetzt wurde, dass wirklich trockener Dampf, der nur sehr wenig oder gar kein Wasser im tropfbar flüssigen Zustande enthält, von den Kesseln geliefert würde.

Locomotivkessel vermögen in der Regel keinen absolut trocknen Dampf zu produciren, die intensive Verbrennung wirkt in den immer sehr compendiösen Kesseln durch eine enorm grosse Heizfläche auf ein sehr geringes Wasserquantum, der sich entwickelnde Dampf steigt von allen Seiten durch die engen Räume neben der Feuerbuchse und durch die eng zusammengedrängten Siederohre in die Höhe und muss zunehmend mit der Lebhaftigkeit der Verdampfung die Oberfläche des Wassers im Kessel stark aufwallen. Diese Wallungen sind um so grösser und heftiger, je beschränkter die Fläche des obern Wasserspiegels ist und unmittelbar über der Feuerbuchse am grössten. Der Dampf gelangt so in den beschränkten Dampfraum über das Wasser und führt eine grosse Menge Wasser im fein zertheilten Zustande mit sich, welches, weil eben der Dampfraum von nur beschränktem Inhalte ist, keine Zeit hat, wieder niederzufallen, bevor der Dampf, mit dem es fortgerissen war, den Kessel selbst verlässt. Etwas Wasser bleibt also mit dem Dampfe stets vereinigt, wird mit übergerissen und geht in der Regel auch als Wasser durch die Cylinder.

Der Betrag des übergerissenen Wasserquantums kann sehr verschieden ausfallen, er ist stets abhängig von der Grösse des Wasser- und Dampfraumes im Kessel, besonders aber auch von dem Umstande, ob das Kesselwasser rein oder unrein ist. Unreines Kesselwasser hat stets mehr Neigung zum Wasserwerfen als reines, wesshalb es ein Haupterforderniss ist, die Kessel oft genug von den alten Verdampfungs-Rückständen zu reinigen und sie mit frischem Wasser zu versehen.

Ausser dass das Wasserwerfen, wenn es heftig auftritt, den Nutzeffekt des zur Verwendung kommenden Dampfes bedeutend herabzieht und namentlich auf den Rückdruck im Cylinder sehr nachtheilig einwirkt, ist damit ein direkter Verlust an Wärme — und damit Coke — verbunden. Das übergerissene Wasser war zwar noch nicht in Dampf verwandelt und hat erst die fühlbare Wärme des Dampfes = ca.  $165^{\circ}$  C. angenommen, welches ungefähr nur  $\frac{1}{4}$  der ganzen Wärme des Dampfes ausmacht; rechnet man aber dass, wie es bisweilen der Fall ist, das übergerissene Was-



serquantum 40% von dem wirklich verdampften Wasser beträgt, so dass für 100 Cub.-Fuss in Dampf verwandeltes Waaser 140 Cub.-Fuss Speisewasser effektiv verbraucht werden, so ist der direkte Verlust an Wärme oder Brennmaterial = 10%, welche Zahl freilich gegen den schädlichen Einfluss des Wasserwerfens auf die Nutzarbeit des Dampfes selbst noch klein zu nennen ist. Durch Versuche mit Dampf-Diagrammen kann man sich leicht überzeugen, dass durch das Wasserwerfen des Kessels die effektive mittlere Pressung oft bis auf 50% von derjenigen herabsinkt, welche bei trockenem Dampfe resultirt haben würde.

Der wirkliche Wasserverbrauch im Tender verglichen mit dem als Dampf ausgenutzten Wasserquantum wird also abgesehen davon, dass diese Differenz auch die Dampfverluste durch die Sicherheitsventile und durch die Condensation in den Cylindern mit enthält, jederzeit das Werthverhältniss der Kesselconstruction, soweit die Grösse und Beschaffenheit des Wasser- und Dampftraums darauf influiren, herausstellen.

Die hannoversche Maschine Nr. 100. z. B. weist durch die Diagramme bei 59% Admission nach Tabelle Seite 52 am Ende der Expansion pr. Cylinderfüllung 7,95 Cub.-Zoll Wasser als Dampf nach, zieht man davon das Aequivalent des durch die Compression eingeschlossenen Dampfvolmens = 0,75 Cub.-Zoll ab, so bleibt pr. Cylinderfüllung 7,2 Cub.-Zoll nutzbar verbrauchtes Wasser. Die Maschine macht bei 3 geogr. Meilen Geschwindigkeit pr. Stunde 4650 Umgänge, der ganze nutzbar gewesene Wasserverbrauch ist also pr. Stunde

$$\frac{7,2 \cdot 4 \cdot 4650}{1728} = 77 \text{ Cub.-Fuss.}$$

Bei anscheinend trockenem Dampfe dagegen waren bei diesem Gange der Maschine in Wirklichkeit 88 Cub.-Fuss Wasser pr. Stunde aus dem Tender verbraucht worden, die Differenz von 11 Cub.-Fuss oder 14% von dem nutzbar gemachten Wasser waren also theils durch die Sicherheitsventile, theils durch Condensation in den Cylindern, hauptsächlich aber wohl als übergerissenes Wasser verloren gegangen.

Ferner die Maschine Nr. 106., welche schon Seite 70 als Beispiel citirt wurde, gab bei 46% Admission und 2,3 Meilen Geschwindigkeit einen nutzbaren Wasserverbrauch von 101,8 Cub.-Fuss pr. Stunde bei denselben Versuchen, auf die sich jene Diagramme beziehen, dahingegen ergab sich der in dem Tender gemessene Wasserverbrauch zu



120 Cub.-Fuss auf 2,3 Meilen in der Stunde, was 17% Wasserverlust ausmacht. Auch hier war der Dampf anscheinend trocken und die Entweichung durch die Ventile nicht grösser, so dass der grössere Wasserverlust wohl hauptsächlich der condensirenden Einwirkung der grössern Cylinder zuzuschreiben ist, zu welcher Annahme auch die Tabelle Seite 52 berechtigt.

Es ist freilich schwierig, die Wasserverluste bei Locomotiven, soweit sie vom Wasserwerfen und andern Einwirkungen herrührend, genau getrennt aufzufassen, aus unsern Versuchen, welche stets mit frischem Kesselwasser angestellt, und aus denen die oben angegebenen Resultate die gefundenen Mittelwerthe sind, dürfte indess hervorgehen, dass für ähnliche Kessel und Maschinen der Wasserverlust durchschnittlich 15% beträgt, wovon 10% durch das aus dem Kessel übergerissene Wasser erwachsen.

Aeltere Versuche von Pambour weisen zwar einen Wasserverlust von im Mittel 24% nach, wobei noch die Pressung im Cylinder gleich der in dem Kessel vorausgesetzt war, so dass der thatsächliche Wasserverlust sich auf mindestens 30% herausstellen müsste, doch waren die Kessel, auf die sich jene Versuche beziehen, unvollkommener als jetzt. Le Chatelier fand den Wasserverlust im Jahre 1844 zu 18%. Nach Clark's Versuchen ist der Wasserverlust unter besonders günstigen Umständen, namentlich bei Maschinen mit gut geschützten inside Cylindern nur 5%, wogegen er sich nach seinen Experimenten bei ungünstigen Constructions-Verhältnissen zu der Durchschnittszahl von 16%, und bei unreinem Kesselwasser in einigen Fällen sogar zu 32% ergibt.

Solche Wasserverluste ziehen ausser durch den bedingten direkten Aufwand an Brennmaterial, namentlich wenn sie vom Wasserwerfen herrühren, die Nutzleistung der Maschine bedeutend herab, es ist desshalb eine wichtige Aufgabe, die Constructions-Verhältnisse, wie der ganzen Maschine, so namentlich des Kessels, so zu wählen, dass Wasserverluste thunlichst vermieden werden.

Der Dampfraum des Kessels und die Art der Dampfnahme ist zuerst wichtig:

Wird ein cylindrischer Kessel vorausgesetzt, so bekommt der Dampfraum eine befriedigende Grösse, wenn der mittlere Wasserstand  $\frac{1}{4}$  des Kesseldurchmessers als Höhe für den Dampfraum freilässt und wenn daneben ein Dampfdom vorhanden ist, der ca. 3 Fuss hoch, mindestens den 4fachen cubischen Inhalt eines Cylinders hat. Der Dampfdom,



wenn er zugleich der Ort der Dampfnahme ist, befindet sich am Besten über dem Vorderende des Kessels, wo die Dampfentwicklung am schwächsten ist. Oft sieht man einen grossen Dampfdom unmittelbar über der Feuerkiste, es muss als fehlerhaft bezeichnet werden, solchen Dom zur Dampfnahme zu benutzen und den Regulator darin anzubringen, weil gerade hier die lebhafteste Verdampfung, verbunden mit starken Wasserwallungen, stattfindet. Zuweilen giebt man dem Kessel gar keinen Dom, sondern lässt den Dampf in dem untern Dampfraume des eigentlichen Kessels durch eine mit feinen Schlitzten versehene Röhre nach dem Regulator fliessen. Einige Erfahrungen sprechen für diese Methode, die meisten dagegen beweisen, dass der Dampf durchschnittlich mehr nass ist, als wenn ein hinreichend grosser Dom vorn auf den Kessel gestellt und zur Dampfnahme benutzt wird.

Der Regulator oder die Mündung des Rohrs, welches dem Regulator den Dampf zuführt, muss in solchen Domen so hoch als möglich liegen, damit der Dampf auf dem Wege dahin Zeit hat, das mit fortgerissene Wasser fallen zu lassen. In Belgien hat man Versuche gemacht, den Dampfdom als Mantel um den Schornstein zu construiren, theils um für denselben mehr Höhe zu gewinnen, theils um die Verbrennungsprodukte noch mehr auszunutzen, man scheint indess diese Konstruktion verlassen zu haben, vermuthlich weil die durch den Schornstein zu Zeiten eintretende kalte Luft den Dampf zu sehr abkühlt. Eine so hohe Dampfnahme über dem Wasserspiegel hat an sich viele Vortheile und liefert trocknen Dampf für die Cylinder.

Der Wasserraum im Kessel sollte gleichfalls so gross als möglich sein und allenthalben dahin gestrebt werden, den sich in den untern Schichten aus dem Wasser entwickelnden Dämpfen nach oben freien Weg zu schaffen, so dass die Räume, welche durch sich bildende Dampfblasen wasserfrei werden, sich schnell wieder mit Wasser ausfüllen können. Vor Allem gilt dieses von der Feuerbuchse und der ersten Länge der Siederohre, wo die Dampfentwicklung am raschesten vor sich geht, ist hier der Wasserraum nicht gross und frei genug, so können leicht grosse Heizflächen für Zeitintervalle nur mit Dampf in Berührung sein, wodurch theils das Material überhaupt vorzeitig verbrannt und ausgenutzt werden muss, was aber ausserdem einen direkten Verlust an Wärme bedingt, weil der Dampf seiner geringern Wärmecapacität wegen nicht so viel Wärme aufzunehmen vermag, als das an seiner Stelle befindliche Wasser in



derselben Zeit thun würde. Für Kessel mit grosser Dampfentwicklung, die eine grosse Rost- und Heizfläche haben, sollten daher die Wasserräume zwischen der innern und äussern Feuerbüchse und eben so wegen der grössern Anzahl Siederohre, die Entfernungen zwischen diesen verhältnissmässig grösser sein, als bei kleinern Kesseln, während Constructeure, um in einen möglichst compendiösen Aussenkessel eine grosse Heizfläche unterzubringen, leicht in den Fehler fallen, diese Wasserräume für grosse Heizflächen kleiner anzuordnen.

Es kann als eine gute Regel bezeichnet werden, den Wasserraum zwischen der innern und äussern Feuerbüchse für Kessel mittlerer Grösse unten  $2\frac{1}{2}$ " weit zu machen und dann die innere Feuerbüchse nach oben so weit einzuziehen, dass hier der freie Raum 5" wird, dabei muss der Ring zur Bildung der Feuerthür unten gut abgerundet sein, damit der aufsteigende Dampf sich hier nicht ansammeln kann. Die Siederohre müssen von dem äussern Langkessel mindestens 2" entfernt bleiben, damit das Wasser gut um dieselben circuliren kann. Vor Allem aber dürfen die Siederohre nicht zu eng gestellt werden. Siederohre von  $1\frac{7}{8}$ —2" äusserem Durchmesser sollten in selbst kleinen Kesseln von weniger als 100 Röhren mindestens  $\frac{1}{2}$ " von einander entfernt sein; bei 100 bis 150 Röhren muss ihre Entfernung mindestens  $\frac{5}{8}$ ", bei 150—200 Röhren  $\frac{3}{4}$ " und bei über 200 Röhren  $\frac{7}{8}$ " betragen.

Nimmt man auf diese Verhältnisse Rücksicht, so wird man sich genöthigt sehen, zur Erreichung einer grossen Heizfläche auch dem Aussenkessel eine angemessene Grösse zu geben. Liegt dabei die Linie des mittleren Wasserstandes 6 Zoll über die Oberkante der Siederohre und reicht die obere Siederohrreihe in der Höhe höchstens auf  $\frac{2}{3}$  des Kesseldurchmessers, was den mittlern Wasserspiegel in ca.  $\frac{3}{4}$  dieses Durchmessers bringt, so wird in einem cylindrischen Kessel die Ausdehnung des obern Wasserspiegels gross genug, um eine freie Dampfentwicklung in den Dampfraum hinein zu gestatten, und der Kessel wird wenigstens bei frischem Kesselwasser hinreichend trocknen Dampf zu produciren fähig sein.

Endlich ist schon Seite 72 angegeben, weshalb hohe Kesselpressungen für die Nutzarbeit des Dampfes in den Locomotivcylindern vortheilhafter zu verwenden sind, als niedrige. Hohe Kesselpressungen sind aber noch desshalb vortheilhafter, weil von solchem Dampfe eine grössere Quantität in dem ohnehin beschränkten Dampfraume in



Vorrath gehalten werden kann, so dass er mehr Zeit findet, mit aufgerissenes Wasser wieder fallen zu lassen, um vor dem Eintritt in den Regulator trocken zu werden. Man sollte schon aus diesem letztern Grunde hohen Spannungen den Vorzug geben und niemals Kesselpressungen unter 90—100 Pfd. pr. □“ anwenden. Die Vortheilhaftigkeit höherer Pressungen findet im Allgemeinen ihre Begrenzung nur in der Möglichkeit, die Kessel fest und sicher genug dafür zu construiren.

Es ist allerdings nach Tabelle IV. die Gesamtwärme des Dampfes mit steigenden Pressungen etwas grösser und es kann desshalb über 90—100 Pfd. Pressung hinaus mit 1 Pfd. Coke nicht mehr ganz 9 Pfd. Wasser im Mittel verdampft werden, betrachtet man aber die Formeln (3) und (4) für den Wasser- und Coke-Verbrauch für die Arbeitseinheit, so wächst dieser mit der Grösse der Admission in einem bei weitem höhern Verhältnisse. Weil man aber bei Locomotiven hoch gepresste Dämpfe mit weniger Admission und mehr Expansion verwenden kann, um die benöthigte Summe der Arbeitsleistung zu erzielen, so wird der Vortheil der grössern Expansionen bei höheren Kesselpressungen auch für den Cokeverbrauch direkt hervortreten. Wie weit in dieser Richtung die Grenzen gesteckt werden müssen, ist Seite 62 u. s. f. genugsam beleuchtet.

### Dritte Abtheilung.

#### Der Wagen.

Durch ihre Eigenschaft als Wagen wird die Locomotive unmittelbar für Eisenbahnzwecke nutzbar gemacht. Sie muss schwer genug sein, um durch ihr Gewicht eine hinreichende, der Zugkraft angemessene Adhäsion auf den Schienen zu sichern und dieses Gewicht muss so wohl auf den Rädern vertheilt sein, dass bei der grössten Geschwindigkeit der grösstmögliche Grad von Stabilität erreicht wird. Ausserdem ist das Arrangement des Wagens so zu treffen, dass die die Stabilität störenden Einwirkungen, welche von dem Bewegungs-Mechanismus der Maschine und von der Bahn selbst herrühren, thunlichst ausgeschlossen werden.



## Erstes Kapitel.

## Von der Gewichts-Vertheilung.

Das Gewicht der Locomotiven wird hauptsächlich durch das Gewicht des Kessels, welcher für eine bestimmte Dampfentwicklung eine bestimmte Grösse haben muss, durch das Gewicht der Cylinder nebst Bewegungsmechanismus und durch das Gewicht der Räder bedingt. Unter Belastungsgewicht einer einzelnen Achse oder Räderpaares versteht man die mittelst der Federn darauf ruhende Belastung incl. des Eigengewichts dieser Achse, also den Druck, welchen die Räder gegen die Schienen ausüben; es ist rathsam, das Gewicht der Räder, welche direkt auf den Schienen ruhen und bei ihrer fortrollenden Bewegung eine hämmernde Wirkung auf denselben ausüben, thunlichst klein zu machen; das übrige Gewicht der Maschine kommt erst durch die elastische Zwischenlage der Federn zum Druck. Das ganze Gewicht der Locomotive steht meist mit der grössten mechanischen Arbeit, welche sie leistet, im Verhältniss, während die Adhäsion, welche die Belastung ihrer einen oder mehreren Triebachsen auf den Schienen ausgiebt, mit der grössten verlangten Zugkraft im Einklange stehen muss. Locomotiven von derselben Leistungsfähigkeit in Pferdekraften ausgedrückt, werden also nahezu dasselbe Gesamtgewicht haben, können aber durch das ihrem Zwecke nach erforderliche Adhäsionsgewicht sehr verschieden in dem Arrangement des Wagens ausfallen, insofern ein kleinerer oder grösserer Theil des Gesamtgewichts auf den Triebrädern ruhen muss. Je nach den verschiedenen Leistungsfähigkeiten variirt das Gesamtgewicht der Locomotiven, wie sie gegenwärtig gebaut werden, wenn sie sich im dienstfähigen Zustande befinden, zwischen 18 und 36 Tons.

Für Personenzug-Locomotiven, von denen die Fortschaffung kleinerer Lasten mit grossen Geschwindigkeiten verlangt wird, genügt in der Regel das Adhäsionsgewicht einer einzelnen Achse, einer Triebachse, während das ganze übrige Gewicht, welches wegen der erforderlichen Grösse des Kessels etc. nicht umgangen werden kann, als todte Last auf die übrigen Räder so vertheilt werden muss, dass die Stabilität der Maschine gesichert ist.

Für Güterzug-Locomotiven, die mit kleinern Geschwindigkeiten grössere Lasten ziehen sollen, wird das Belastungsgewicht von 2 oder mehreren Achsen als Adhäsionsgewicht durch Kuppeln dieser Räder mit der Triebachse nutzbar ge-



macht und die übrige todte Last, welche auf freien Achsen ruht, muss gleichfalls für die Stabilität nutzbar gemacht werden.

Die Stabilität der Maschine ist unter allen Umständen am Grössten je niedriger ihr Schwerpunkt liegt, je sicherer die Maschine in der Bahn geführt und je besser sie durch ihr Eigengewicht in der Bahn niedergehalten wird. Die Stabilität nimmt ab mit der Fahrgeschwindigkeit und muss daher besonders bei Personenzug-Locomotiven thunlichst gefördert werden.

Im Allgemeinen ist es vortheilhaft, die Radbasis des Dampfwagens so weit als möglich auszudehnen, das ganze Gewicht wird dadurch auf eine grössere Länge des Bahn-Oberbaues übertragen und wirkt aus diesem Grunde weniger niederdrückend und zerstörend. Auch werden dadurch in Bezug auf die Bewegung der Maschine die Unebenheiten der Bahn mehr ausgeglichen und die Maschine erhält wenigstens in der geraden Bahn eine vollkommeneren Führung und ruhigeren Gang. Besonders wichtig ist eine möglichst ausgedehnte Radbasis aber deshalb, weil nur durch diese ein vollkommenes Beherrschen der Masse des ganzen Dampfwagens behuf einer sichern Führung in der Bahn möglich ist. Besonders muss bei schnell fahrenden Personenzug-Locomotiven die Vorderachse möglichst wenig überhängendes Gewicht haben, sie muss gut nach vorwärts gestellt, dabei aber gut belastet sein.

Locomotiven müssen indess auch geeignet sein, die oft sehr kleinen Curven der Bahn sicher durchlaufen zu können und durch diese Forderung, welche sich mit dem Parallelismus der festen Achsen sehr wenig verträgt, findet die Grösse des Radstandes sehr bald seine Begrenzung. Auch geht bei festen Achsen die Flantschbasis der Räder mit der Radbasis Hand in Hand, die Flantschen der Vorder- und Hinterräder veranlassen in Curven eine um so grössere seitliche Reibung, je entfernter sie gestellt sind. Durch die seitliche Reibung der Flantschen an den Schienen werden erstere nicht nur sehr bald ausgenutzt, sondern die Räder können auch in Gefahr kommen auf die Schienen aufzusteigen, sofern sie nicht gehörig belastet sind.

Im Allgemeinen ist dem Arrangement des Wagens mit 3 festen Achsen der Vorzug zu geben, man kann mit solchen Maschinen, wenn der Radstand nicht grösser als 12 Fuss und die Vorderachse gut belastet ist, ohne dabei vorn zu viel überhängendes Gewicht zu haben, Bahncurven bis zu 1000 Fuss Radius selbst mit der grössten Geschwindigkeit erfah-



rungsmässig noch mit voller Sicherheit durchfahren. Für Bahnen mit Curven von grössern Radien wird indess zweckmässiger ein grösserer Radstand von 14, 16, ja selbst 18 Fuss adoptirt, und bis zu dieser Grenze sind schwere Locomotiven immer noch geeignet, die kleinern Weichen-curven auf den Bahnhöfen mit geringen Geschwindigkeiten zu durchfahren.

Sind die Bahncurven kleiner als von 1000 Fuss Radius, so hat man entweder die Radbasis zu verkleinern, was bei 3 festen Achsen immerhin bis auf 10 Fuss thunlich ist, oder aber, wenn man hiezu des nachtheiligen Einflusses auf den ruhigen Gang der Maschine wegen nicht schreiten will, mindestens die Flantschbasis zu reduciren.

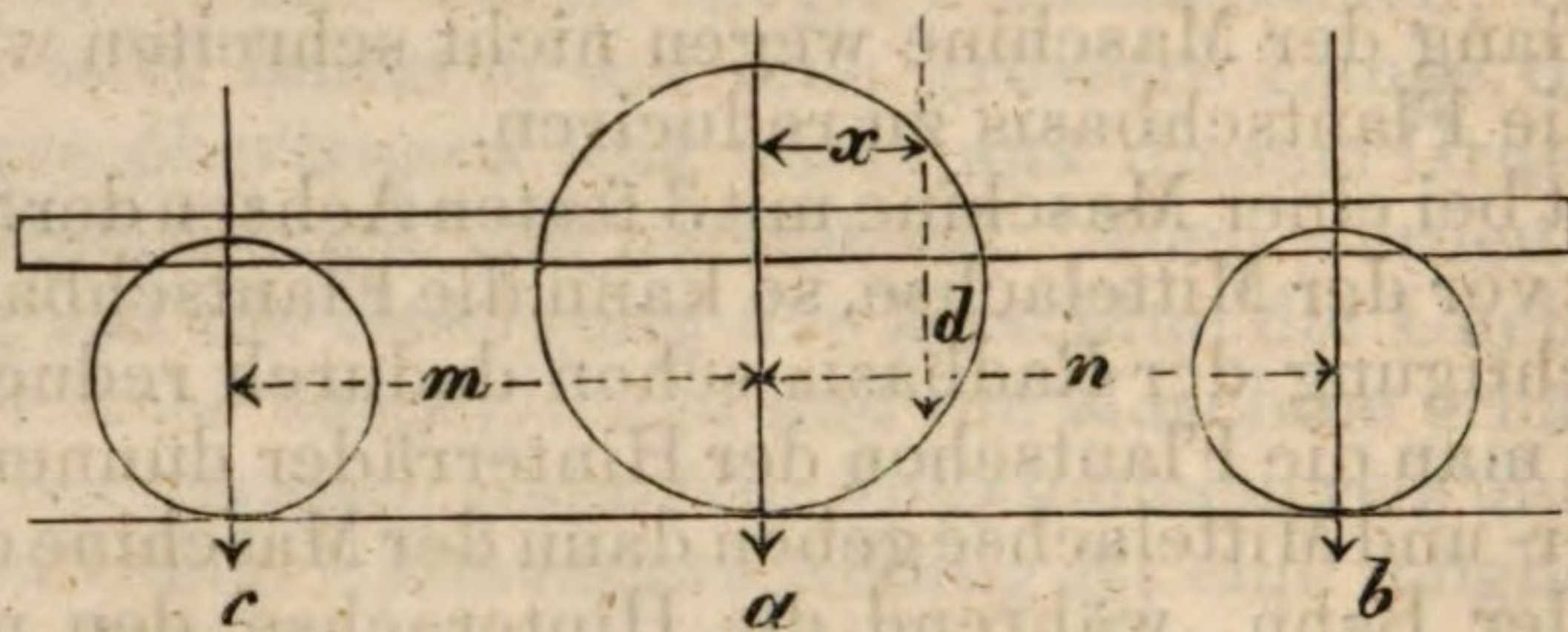
Liegt bei einer Maschine mit 3 festen Achsen der Schwerpunkt gut vor der Mittelachse, so kann die Flantschbasis ohne Beeinträchtigung der Radbasis schon dadurch reducirt werden, dass man die Flantschen der Hinterräder dünner macht, die Vorder- und Mittelachse geben dann der Maschine die Führung in der Bahn, während die Hinterachse den nöthigen Spielraum giebt, damit die Vorderachse den Krümmungen der Bahn ohne zu grossen seitlichen Widerstand folgen kann. Diese Anordnung verlangt allerdings desto grössere Vorsicht beim Rückwärtsfahren der Locomotive, sie hört überhaupt auf zweckmässig zu sein, wenn der Schwerpunkt mit der Vertikalebene durch die Mittelachse mehr zusammenfällt, und wird sich daher für Maschinen, deren sämtliche 3 Achsen unter dem Langkessel liegen, die demnach hinter der Hinterachse noch ein grosses überhängendes Gewicht (die Feuerbüchse) haben, niemals eignen, auch ist sie für Maschinen, die rück- und vorwärts gleich wohl gebraucht werden (Tendermaschinen) nicht anwendbar. Für solche Maschinen empfiehlt es sich mehr, die Flantschen der Mittelachse um ca.  $\frac{1}{4}$  Zoll dünner zu drehen, so dass ihr Spurmaass um  $\frac{1}{2}$  Zoll kleiner wird als das der Vorder- und Hinterachse, und diesen die Führung in der Bahn hauptsächlich zufällt.

Wirksamer ist die Verkleinerung der Flantschbasis ohne gleichzeitige Verringerung der Radbasis durch die beweglichen Untergestelle zu erreichen, wo 2 Laufachsen vorn unter der Maschine in ein drehbares Radgestell vereinigt werden, das sich mit seiner Mittellinie in den Radius der Bahncurven einstellen kann. Maschinen dieser Construction sind complicirter, als solche mit nur 3 festen Achsen und bedingen in den beweglich gemachten Theilen häufige Reparaturen, sie haben indes mannichfachen Eingang gefunden und werden in Amerika fast ausschliesslich gebraucht; in



Deutschland ist diese Konstruktion in neuerer Zeit durch Maschinen mit kurzer aber sicherer Radstellung fast ganz verdrängt. Am Vollkommensten ist das System der beweglichen Radgestelle behuf Verkleinerung der Flantschbasis bei den von Hrn. Engerth für die Semmeringbahn construirten Tender-Maschinen ausgebildet. Hier ist das Radgestell der beiden Hinterachsen drehbar und findet seinen Drehpunkt noch unter dem Langkessel. Es können mit diesen Maschinen Bahncurven von 500—600 Fuss Radius noch mit Leichtigkeit befahren werden.

Fig 20.



Setzt man für eine Maschine 3 feste Achsen voraus, so regelt sich die Lastvertheilung der verschiedenen Achsen nach Anleitung der Fig. 20. folgender Maassen:

Bezeichnet

a, b, c die auf die einzelnen Achsen entfallenden Belastungsgewichte,

d die Summe dieser Gewichte,

m, n die Entfernungen der Achsen von einander, also  $m + n$  den Radstand, und

x die Entfernung des Schwerpunkts von der Mittelachse, so ist

$$ax + c(m + x) = b(n - x)$$

woraus sich wegen  $d = a + b + c$  findet:

$$\left. \begin{aligned} x &= \frac{bn - cm}{d} \\ b &= \frac{cm - dx}{m} \\ c &= \frac{bn - dx}{m} \end{aligned} \right\} (8)$$

welche letzteren beiden Gleichungen die Belastung der Vorder- und Hinterachse geben, wenn das Gesamtgewicht und die Belastung einer dieser Achsen bekannt ist, wie sich dann auch  $a = d - b - c$  findet; eben so kann man die Entfernungen der Achsen m und n bestimmen, wenn bestimmte Belastungsgewichte gegeben sind.

Im Allgemeinen kann nach diesen Formeln die Last-



vertheilung der verschiedenen Achsen berechnet werden, die Verhältnisse ändern sich aber durch den Einfluss der Federn und kann namentlich die Mittelachse auf Kosten der beiden andern mehr be- oder entlastet werden, weil ihre Lage mit der des Schwerpunkts immer ziemlich nahe zusammenfällt.

Die folgenden Grundsätze sind dabei festzuhalten:

In Rücksicht auf die Festigkeit und Haltbarkeit der Schienen und Radreifen sollte die Maximalbelastung einer einzelnen Achse für Maschinen, die grosse Geschwindigkeiten entwickeln, nicht grösser als 10 Tons und für langsam fahrende Maschinen nicht grösser als 12 Tons sein. Die Vorderachse sollte für hohe Geschwindigkeiten mindestens mit 6 Tons, für geringe Geschwindigkeiten mit wenigstens 5 Tons belastet sein, um in einer guten Bahn eine sichere Führung abgeben zu können. Die Hinterachse muss aus eben dem Grunde 3—4 Tons Belastung haben. Lassen nun die Tragfedern, mit denen die Maschine auf den Achsen ruht, Veränderlichkeiten in der Lastvertheilung zu, die diese Grenzen überschreiten, so können daraus für die Sicherheit des Fuhrwerks in der Bahn nachtheilige Folgen entstehen.

Für Personenzug-Locomotiven, deren Triebachse in der Mitte ist, ordnet man am Besten zur Erreichung eines ruhigen Ganges der Maschine die Federbasis so lang als möglich an, indem man über jeder Achse besondere Tragfedern aufstellt. Hierdurch kann man die Lastvertheilung in dem eben angegebenen Sinne auch am Vortheilhaftesten regeln. Handelt es sich aber darum, bei sehr schweren Maschinen die Maximalbelastungen zwischen 2 benachbarten Achsen nicht zu überschreiten, oder bei leichtern Maschinen die Entlastung einer Achse unmöglich zu machen, so erscheint es nöthiger, die lange Federbasis aufzugeben und für die beiden benachbarten Achsen gemeinschaftliche Federn mit Balanciers zu construiren. Naturgemäss bekommt damit dann die 3. Achse ebenfalls eine constante Belastung, deren Grösse sich nach obigen Formeln fest regelt, der Rest der Last vertheilt sich auf die beiden andern Achsen gleichmässig, oder aber nach Maassgabe des Hebelverhältnisses am Balancier. Gekuppelte Achsen sollten bei Locomotiven stets gleichmässig belastet sein, um eine gleichmässige Ausnutzung durch den Gebrauch zu erzielen, die Balancierfedern sind dazu das geeignetste Mittel.

Die Tragfedern sollen die Unebenheiten der Bahn ausgleichen und die Oscillationen, in welche die Masse des Dampfwagens durch die Einwirkung der Bahn und der Maschine selbst versetzt wird, aufheben, Ausser dass die



Federn das Gewicht der Maschine daher in der Längenrichtung gut beherrschen, müssen sie solches auch in der Quer- richtung thun, und bei dem beschränkten Raume, welchen das Spurmaass der Bahn von nur 4' 8 $\frac{1}{2}$ " den Rädern an- weist, gut nach Aussen gestellt sein. Es ist daher namentlich für schnell fahrende Locomotiven zu empfehlen, die Achs- büchsen mit den Federn ausserhalb der Räder zu placiren und ist in dieser Beziehung die Construction von Aussen- främs, namentlich für die Vorderaxe von Personenzug- Locomotiven, besonders empfehlenswerth.

Hat man Vorder- und Mittelachse gemeinschaftliche Balancierfedern gegeben, so empfiehlt sich für die Hinterachse eine Transversalfeder, welche mit ihrer Längenrichtung über oder unter der Hinterachse liegt. Durch solche Anord- nung ruht dann die ganze Maschine mit nur 3 Punkten auf den 6 Rädern, wodurch die Einwirkung der Bahnuneben- heiten am Besten ausgeglichen wird.

## Zweites Kapitel.

### Von den Störungen der Stabilität.

#### 1. Die innern Ursachen.

Setzt man eine richtige und zugleich zweckentsprechende Vertheilung des Gesamtgewichts auf den Rädern voraus, die an sich genommen, die Stabilität der in Bewegung be- griffenen Locomotive sichern würde, so wirken noch man- nichfache Ursachen störend ein, die, obwohl unvermeidlich, in ihren Folgen thunlichst beseitigt werden müssen. Es sind dieses zunächst die Störungen, welche von dem Mecha- nismus der Maschine und von der Arbeit des Dampfes in derselben herrühren.

Von den Theilen des Bewegungs-Mechanismus sind es hauptsächlich die Massen der Kolben mit Kolbenstange und Kreuzkopf, der Pläulstangen (bei gekuppelten Maschinen auch der Kuppelstangen) und der Kurbeln, welche, weil sie zu beiden Seiten der Maschine mit der Triebachse unter einem Winkel von 90° verbunden sind, als ungleichförmig vertheilte und dabei als schwingende und rotirende Massen erscheinen, die vermöge der Veränderungen, welche die Lage ihres Schwerpunktes erleidet, durch ihre Trägheits- momente und ihre Centrifugalkraft, störende Kräfte hervor- rufen. Die Theile des Steuerungs-Mechanismus erzeugen



freilich ähnliche Einwirkungen, dieselben sind indess wegen der kleinen dabei vorkommenden Wege, reducirt auf die Drehachse, unbedeutend und können vernachlässigt werden.

Jene Massen nun müssen bei dem jedesmaligen Umgange der Triebachse vom Ende des Kolbenhubes nach der Mitte zu beschleunigt und wieder verzögert, dazu um die Länge des Kolbenhubes verschoben werden, womit für die Triebachse, an der sie hängen, zunächst in horizontaler Richtung an jeder Seite der Maschine ein abwechselnder Schub und Zug erzeugt wird, der durch die alternativen Einwirkungen, welche auf der andern Seite der Maschine entstehen, noch verstärkt wird, weil die entstehenden Krafrichtungen entweder zusammenfallen oder entgegengesetzt auf Drehung wirken. Die Trägheitsmomente jener Massen erzeugen also Horizontalstörungen, die sich durch eine Tendenz der Maschine äussern, entweder abwechselnd die gleichförmige mittlere Geschwindigkeit beschleunigend oder verzögernd, zu afficiren, oder aber die Maschine um eine vertikal gedachte Axe zu drehen. Die daraus entspringende Tendenz zum relativen Vor- und Rückgehen oder „Rucken“ der Maschine kommt zwar wegen des bei Weitem grössern Trägheitsmoments der ganzen Locomotive weniger zur Entwicklung, zeigt sich aber deutlich in der Verbindung des Tenders mit der Maschine. Die Tendenz zur Drehung in der Horizontalebene giebt zu einem Anlaufen der End-Radflantschen an die Schienen Veranlassung, was man mit dem Namen „Schlängeln der Maschine“ bezeichnet.

Ein Theil jener Massen, nämlich die Kurbeln und das halbe Gewicht der Pläul- und Kuppelstangen rotiren um die Triebachse und erzeugen vermöge ihrer Umdrehungsgeschwindigkeit eine Centrifugalkraft, welche die Triebachse in ihrem Lager nach derjenigen Seite zu drängen sucht, nach der hin diese Theile an ihr aufgehängt sind. In der Horizontalebene durch die Triebachse genommen, fällt die Wirkung der eben beschriebenen Horizontalstörungen mit der Wirkung der Centrifugalkraft zusammen oder die Horizontalstörung ist hier nur eine Verstärkung der letzteren, wobei auch die 2. Hälfte des Pläulstangengewichts und die Gewichte der Kolben nebst Zubehör thätig werden. In der Vertikalebene durch die Triebachse jedoch entfaltet sich die Centrifugalkraft der rotirenden Massen allein und es wird durch sie entweder nach unten ein Druck auf die Schienen ausgeübt oder aber sie zieht das Rad nach oben, entlastet das Triebrad auf der entsprechenden Seite der Maschine theilweise und bewirkt so ein einseitiges Heben der Maschine. Die Centri-



fugalkraft der um die Triebachse rotirenden Massen erzeugt also Vertikalstörungen in dem ruhigen Gange der Maschine, indem sie abwechselnd das eine oder andere Rad der Triebachse zu heben oder zu senken sucht, wodurch die Maschine eine Tendenz bekommt, sich um eine horizontale, längs durch die Maschine gedachte, Axe zu drehen. Für beide Seiten der Maschine genommen müssen sich je nach den verschiedenen Quadranten, in denen sich die Kurbeln befinden die beiderseitigen Einflüsse der Vertikalstörungen entweder verstärken oder die Krafrichtungen müssen entgegengesetzt wirken, wodurch die Tendenz zur Drehung um so grösser wird, diese selbst ist die Erscheinung des „Schaukelns“ der Maschine.

Wie die Horizontalstörungen durch das Schlängeln der Maschine die Räder in der Bahn zu verschieben suchen und desshalb namentlich ausnützend auf die Radflantschen der Vorder- und Hinterräder wirken, so verursachen die Vertikalstörungen durch das Schaukeln der Maschine auf- und abwärts gerichtete Pressungen und damit ungleichen Druck der Triebräder auf den Schienen, so dass ihre Radreifen sich nach der Seite der Kurbeln hin mehr ausnutzen müssen. Treten aber die Vertikalstörungen heftig auf und liegt der Schwerpunkt weit von der Triebachse ab, so muss auch das andere Ende der Maschine der Richtung der Centrifugalkraft folgen, d. h. abwechselnd auf- und abgehend ent- oder belastet werden. Liegt der Schwerpunkt der Maschine gut zwischen Triebachse und Vorderachse, wie es nöthig ist um diese schädlichen Einwirkungen für die Vorderachse zu vermeiden, so wird sich die schaukelnde Bewegung der Maschine über der Hinterachse desto mehr fühlbar machen und hier als ein „Stossen“ erscheinen.

Andere Störungen werden durch die Arbeit des Dampfes in der Maschine hervorgerufen. Der Dampf wirkt auf die Flächen des Kolbens und Cylinderdeckels gleichmässig und so lange die Entfernung zwischen Cylinderdeckel und Triebachse unwandelbar dieselbe bleibt, was der Fall sein wird, so lange die Achse kein Spiel in den Achsbuchsen und Achshaltern hat, kann der Dampf bei horizontal gedachten Cylindern in der Horizontalebene selbst keinerlei Veranlassung zu störenden Einwirkungen geben, im Gegentheil wird durch den während der Compression eingeschlossenen Dampf ein Theil der von dem Trägheitsmoment der Kolben- u. s. w. Masse herrührenden Horizontalstörungen aufgehoben, und es muss als eine bekannte Erscheinung angesehen werden, dass das Rucken und Schlängeln einer Maschine geringer



ist, so lange Dampf in den Cylindern arbeitet, dass aber die Maschine stärker ruckt und schlängelt, wenn eben der Dampf abgeschlossen ist und die Maschine sich mit derselben Geschwindigkeit ohne Dampf noch weiter bewegt.

Dahingegen hat der Kolben, nachdem er den Druck des Dampfes aufgenommen, diesen durch die Pläulstange auf die Kurbel des Triebrades zu übertragen. Wegen der beschränkten Länge der Pläulstange variirt der Winkel, unter dem diese Uebertragung stattfindet, beständig, er ist an den Enden des Kolbenlaufs  $= 0$  und auf der Hubmitte am Grössten. Durch diese Winkelstellung wird ein Druck rechtwinklig auf die Parallelführung der Kolbenstange bedingt, der auf der Hubmitte am Grössten ist und nach den Hubenden zu abnimmt.

Beim Vorwärtsgange der Maschine wird die Pläulstange durch die untere Hälfte des Kurbelkreises geschoben, durch die obere Hälfte gezogen und in beiden Perioden findet der rechtwinklige Druck, welcher aus der Winkelstellung der Pläulstange resultirt, auf die obere Gleitbahn der Parallelführung statt. Die Maschine wird also an jeder Seite durch diesen nach aufwärts gerichteten Druck während jeden Umganges der Triebachse 2mal gehoben, wodurch die in unmittelbarer Nähe der Geradführung befindliche Vorderachse periodisch um einen gewissen Betrag entlastet werden muss. Diese Störung giebt der Maschine eine Tendenz, sich wegen der abwechselnden Wirkung in beiden Cylindern um eine längs durch die Maschine gedachte Axe zu drehen, vornehmlich aber, da die Wirkungen grösstentheils zusammenfallen, um eine Axe quer durch die Maschine gedacht, zu drehen; und da andererseits die abwechselnde Entlastung der Vorderachse zugleich eine Belastung der Hinterachse bedingt, so äussert sie sich vorn und hinten durch ein „Stossen“ auf den Federn, dass dem durch die Vertikalstörungen über der Hinterachse hervorgerufenen Stossen nicht unähnlich ist; letztere nur abwechselnd verstärkt und abschwächt.

Beim Rückwärtsfahren ist der Fall umgekehrt. Hier findet der Druck durch die Pläulstange nur auf die untere Gleitbahn statt, so dass während jedes Umgangs der Triebachse die Vorderfedern 4mal niedergedrückt werden, was folgeweise die Belastung der Hinterachse eben so oft verkleinern muss. Die durch die Pläulstange hervorgerufene Störung tritt hier um so nachtheiliger auf, wenn die Belastung der Hinterachse an sich schon geringer ist, es muss mit solchen Maschinen daher nach rückwärts desto vorsichtiger gefahren werden.



Einen ferneren Anlass zum unregelmässigen Gange der Maschine giebt die ungleiche Dampfvertheilung auf den beiden Kolbenflächen jeden Cylinders, die, wie man weiter oben gesehen hat, ebenfalls theilweise in der beschränkten Länge der Pläulstange begründet ist. Durch die Natur des Mechanismus ist es bedingt, dass die Arbeit des Dampfs auf den beiden vordern Kolbenflächen dicht hinter einander fällt und eben so fällt die Arbeit, welche den beiden hintern Kolbenseiten zugehört, nahe zusammen. Da es durch die Steuerung in der Regel nicht ganz abgewendet werden kann, dass die Arbeit des Dampfs vermöge der geringern Dampf-Admission auf den hintern Kolbenflächen kleiner ausfällt als auf den vordern, so wird sich für die ganze Maschine für jede Umdrehung des Triebrades auch eine Tendenz zu einer abwechselnden Beschleunigung oder Verzögerung der mittleren Geschwindigkeit geltend machen müssen, die, so klein sie auch in den meisten Fällen ausfällt, doch immerhin fühlbar ist.

Entfernen sich die Cylinder aus der Horizontalebene der Triebachse und liegen geneigt, so kommen zu den bereits aufgezählten Störungen noch andere hinzu. Die Vertikalstörungen, welche von dem Bewegungsmechanismus herrühren, werden um so viel vergrössert, als das Gewicht der Kolben nebst Zubehör im Verhältniss des Sinus des Neigungswinkels der Cylinder sich abwechselnd senkt und wieder gehoben werden muss, womit das Schwanken und Stossen der Maschine zunimmt. Vor Allem aber wirkt bei geneigt liegenden Cylindern der arbeitende Dampf selbst höchst nachtheilig auf den ruhigen Gang der Maschine ein.

Die Triebachse muss immer in vertikalen Achsgabeln beweglich sein, ständen die Cylinder, extrem genommen, vertikal über der Triebachse, so würde der ganze Dampfdruck im Cylinder zu einer vertikalen Bewegung der Tragfedern Veranlassung geben, und käme dabei die mittlere Pressung im Cylinder dem Belastungsgewicht der Achse gleich oder nur nahe, so müsste der Druck auf den Schienen abwechselnd ganz aufgehoben und verdoppelt werden, wodurch dem Schaukeln und Stossen der Maschine aller mögliche Spielraum gelassen sein würde. Aehnliche Erscheinungen, wenn auch in geringerem Maasse, treten bei nur geneigt liegenden Cylindern auf, weil auch hier, da die Triebachse in der vertikalen Achsgabel ihr Spiel hat, ein Theil des Dampfdrucks im Cylinder entlastend auf die Tragfedern wirkt, was immerhin noch zu Schwankungen und Stössen Veranlassung giebt, die heftig und störend



genug sein können um gefährlich zu erscheinen. Man sollte die Neigung der Cylinder daher niemals über den Winkel von  $\frac{1}{10}$  bis höchstens  $\frac{1}{8}$  hinausgehen lassen, und sie wo thunlich, ganz vermeiden. Auch ist zu beachten, dass bei geneigt liegenden Cylindern die Einwirkung der Pläulstange durch ihre Winkelstellung bedeutender wird und namentlich zerlegt sich beim Vorwärtsfahren ein grösserer vertikaler Druck auf die obere Gleitbahn, was die Tendenz der Maschine zum Heben und Stossen grösser macht.

Man sieht, dass die innern Kräfte der Maschine manichfache Ursachen zur Störung der Stabilität abgeben, und zugleich, dass es unmöglich ist, einen Theil dieser Ursachen ganz hinwegzuräumen. Man wird daher Maassregeln zu treffen haben, dieselben in ihren Wirkungen möglichst abzuschwächen, damit man eine Stabilität erreicht, die als befriedigend angesehen werden kann.

## 2. Die Gegengewichte und sonstige Bestimmungen.

Um die Störungen, welche von der Trägheit der Massen des Bewegungs-Mechanismus herrühren, das Rucken, Schlängeln und Stossen zu beseitigen, würde die wirksamste Methode sein entgegengesetzt oscillirende Massen an jeder Seite der Maschine so mit dem Triebrade in Verbindung zu setzen, dass durch diese hinzukommenden Massen entgegengesetzte Horizontal- und Vertikalkräfte hervorgerufen werden, die jene direkt aufheben. Ein solcher Apparat würde aber zu complicirt ausfallen und man begnügt sich desshalb allgemein damit, in den Speichen der Triebräder, der Kurbel gegenüber, feste Gegengewichte anzubringen, die, reducirt auf den Kurbelkreis, Bewegungsmomente veranlassen, die jene störenden Momente wenigstens annähernd ausgleichen.

Solche feste Gegengewichte sollten streng genommen in der Vertikalebene rotiren, in welcher Kolben, Pläulstange und Kurbel schwingen, also in der Entfernung der Cylinder von der Mittellinie der Maschine. Indem man sie in der Radfläche anzubringen genöthigt ist, bedingen ihre Gewichte eine weitere Reduktion und zwar so, dass sie für inside Maschinen, wo die Cylinder näher zusammenliegen als die Räder, kleiner, und für outside Maschinen, wo die Cylinder entfernter liegen als die Räder, grösser sein müssen.

Bezeichnet demnach in Fig. 21. für eine outside Cylindermaschine und in Fig. 22. für eine inside Cylindermaschine



M das Gewicht des Kolbens nebst Kreuzkopf,

M das Gewicht des Kolbens nebst Kreuzkopf,

r die Länge der Kurbel, oder den halben Kolbenhub,

$r_1$  die Entfernung des Schwerpunktes von dem in den Speichen des Triebrades anzubringenden Gegengewichte von der Achsenmitte, ferner:

### h die Entfernung der Cylindermitten,

$h_1$  die Entfernung der Radmitten von einander, so findet sich:

das Gewicht des zur Aufhebung der Horizontal-Störungen erforderlichen Gegengewichts zu

$$Q = \frac{h+h_1}{2h_1} (K + L + M) \frac{r}{r_1}, \quad (9)$$

und das zur Aufhebung der Vertikal-Störungen erforderliche Gegengewicht zu

$$Q_1 = \frac{h+h_1}{2h_1} \left( K + \frac{L}{2} \right) \frac{r}{r_1}, \quad (10)$$

welche Formeln für Maschinen mit einfachen Triebachsen

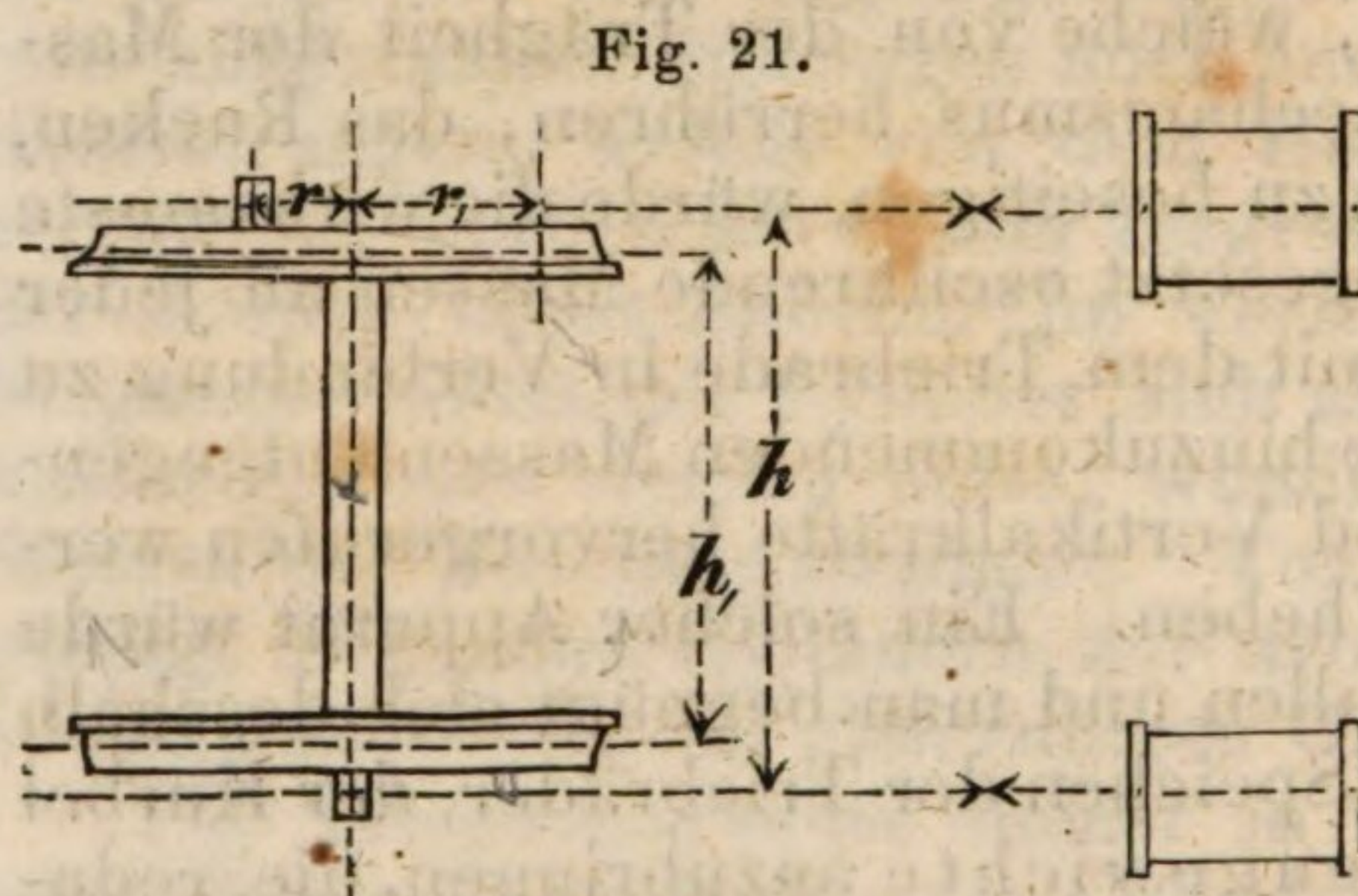


Fig. 21.

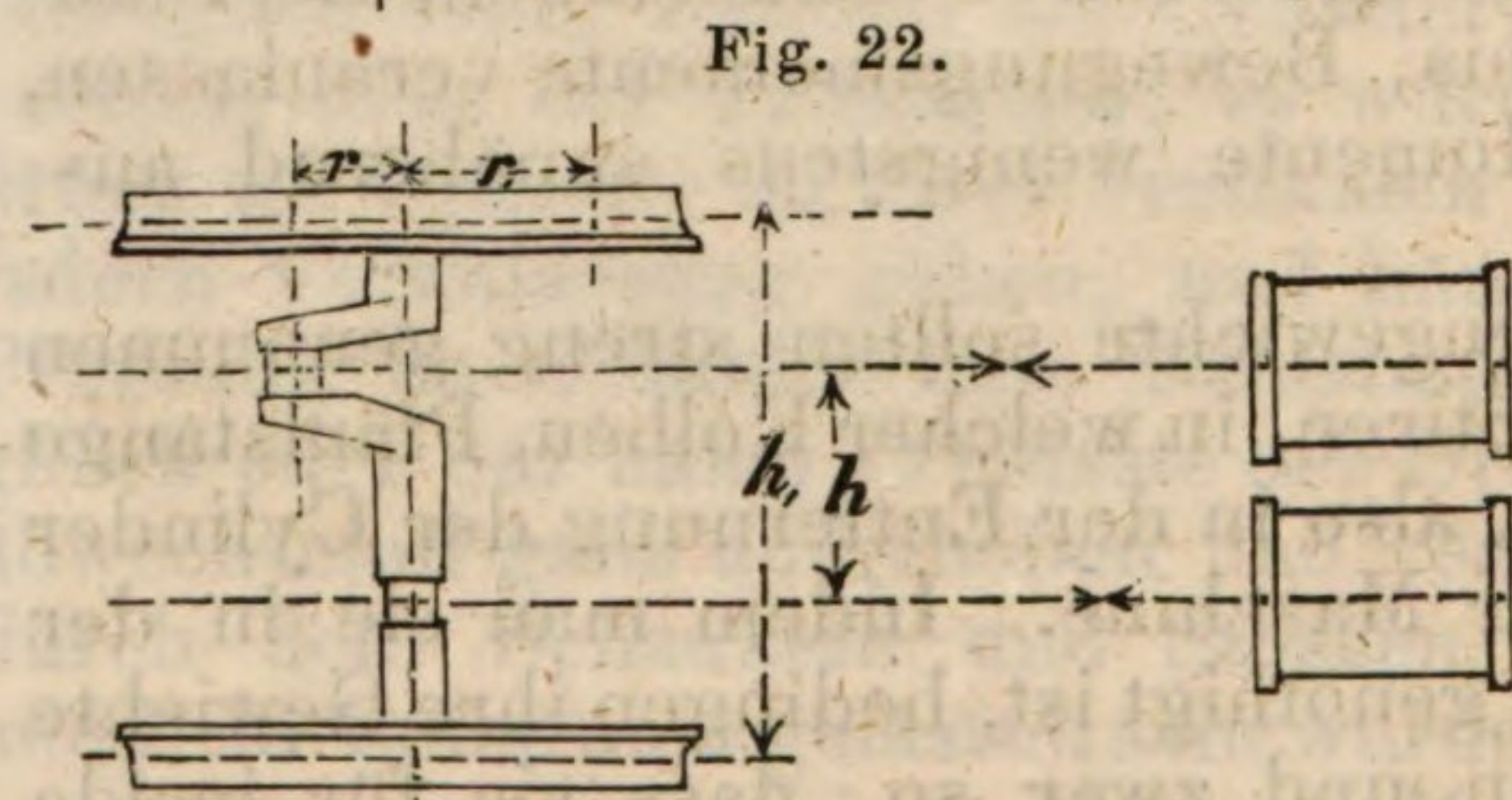


Fig. 22.

direkt gelten. Für Maschinen mit gekuppelten Rädern ist ausserdem das Gewicht der Kuppelstangen auszugleichen, dergestalt, dass für die Triebachse noch das halbe Gewicht der mit der Kurbelwarze verbundenen Kuppelstangen in

Kuppelstangen in Rechnung zu bringen ist, während die in den gekuppelten Rädern anzubringenden Gegengewichte das Gewicht dieser Kurbeln nebst der übrigen Hälfte des Kuppelstangen-Ge-

wichts auszugleichen haben.

Bei gekuppelten inside Maschinen fassen die Kuppelstangen in der Regel mit den Pläulstangen entgegengesetzt an die Triebachse, bilden also schon einen Theil des für die Pläulstange nebst Zubehör anzuordnenden Gegengewichts,



man hat desshalb bei solchen Maschinen die eine Hälfte des reducirten Gewichts der Kuppelstangen von den oben für die Triebachse berechneten Gegengewicht in Absatz zu bringen, die andere Hälfte des Kuppelstangengewichts aber nebst den besondern Kurbelgewichten der gekuppelten Räder gehörig reducirt als Gegengewichte für diese anzuordnen. Das den gekuppelten Achsen zu gebende Gegengewicht findet sich, wenn analog den obigen Bezeichnungen

$L_1$  das Gewicht der Kuppelstangen und  
 $h_{11}$  deren Entfernung von einander ist  
 in jedem Falle zu

$$Q_{11} = \frac{h_{11} + h_1}{2h_1} \left( K_1 + \frac{L_1}{2} \right) \frac{r}{r_1}$$

in welcher Grösse es die Horizontal- und Vertikalstörungen gleichmässig aufhebt.

Die Horizontal- und Vertikalstörungen der Triebachse bedingen 2 verschiedene Gegengewichte  $Q$  und  $Q_1$ , während sich in jedem Triebrade nur ein Gegengewicht von bestimmter Grösse anordnen lässt. Wählte man das Gegengewicht  $= Q$ , so würde dadurch allerdings die Horizontalstörung, namentlich das Schlängeln, auf Null gebracht, während dieses Gewicht um die Grösse  $Q - Q_1$  oder um den Einfluss von  $\frac{L}{2} + M$  für die Vertikalstörung zu gross ausfiele. Das Gewicht  $Q$  würde also seinerseits die ursprüngliche Centrifugalkraft des rotirenden Bewegungs-Mechanismus aufheben, aber zugleich darüber hinaus eine Centrifugalkraft hervorrufen, die der ersten entgegengesetzt und grösser ist, weil eben  $K + \frac{L}{2}$  in der Regel kleiner ist, als  $\frac{L}{2} + M$ .

Beträgt z. B.:  $K = 120$  Pfd.,  $L = 180$  Pfd.,  $M = 300$  Pfd.,

$$\text{ferner } r = 12'', r_1 = 30''; \frac{r}{r_1} = \frac{1}{2,5}$$

$$\text{und } h = 6', h_1 = 5'; \frac{h + h_1}{2h_1} = 1,1$$

so findet sich für diese outside Maschine das der Horizontalstörung entsprechende Gegengewicht  $Q = 264$  Pfd., während zur Verhütung der Vertikalstörungen nur das Gegengewicht  $Q_1 = 92$  Pfd. erforderlich ist. Wendet man daher das Gewicht  $Q$  an, so wird durch  $264 - 92 = 172$  Pfd. eine entgegengesetzte Centrifugalkraft hervorgerufen. Macht das Triebrad 2 Umgänge pr. Sec., was für den Schwerpunkt des Gegengewichts 31,4 Fuss Geschwindigkeit ausmacht, so ist bei der Acceleration  $g = 32,2$  Fuss die neue Centri-



fugalkraft  $= \frac{172}{32,2} \cdot \frac{(31,4)^2}{2,5} = 2109$  Pfd. oder ca. 1 Ton. Be-  
trägt das Belastungsgewicht der Triebachse 10 Tons oder  
das eines Triebrades  $= 5$  Tons, so bedingt in diesem Falle  
die ganze Aufhebung der Horizontalstörung eine neue Ver-  
tikalstörung, wodurch das Triegrad um  $\frac{1}{5}$  seines Belastungs-  
gewichts abwechselnd be- und entlastet wird, was ausser  
der stossenden Bewegung eine grössere Ausnutzung der  
Triegradreifen an der Seite nach sich zieht, an welcher sich  
das zu grosse Gegengewicht befindet.

Wollte man andererseits das Gegengewicht  $Q_1$  für die-  
selben Verhältnisse anwenden, so würden dadurch die Ver-  
tikalstörungen eben auf Null gebracht, während für die Hori-  
zontalstörungen dieses Gegengewicht um 172 Pfd. zu leicht  
sein würde, was auf die Kurbel reducirt  $\frac{172 \cdot 2,5}{1,1} = \text{ca. } 400$  Pfd.  
ausmacht. Bei 2 Umgängen pr. Sec. hat die Kurbel eine  
Umfangsgeschwindigkeit  $= 12,56$  Fuss, und es würde ein  
Betrag  $= \frac{400}{2 \cdot 32,2} \cdot 12,56^2 = 977$  Fusspfd. unausgeglichen  
bleiben, welche mechanische Arbeit die Maschine zum  
„Rucken“ und zum „Schlängeln“ veranlassen würde, so  
dass, wenn die Vorderachse 8 Fuss vor der Triebachse liegt,  
wegen  $\frac{h}{2} = 3$  die Flantschen der Vorderachse mit der Arbeit  
von  $\frac{3}{8} \cdot 977 = 366$  Fusspfd. abwechselnd gegen die Schie-  
nen gedrängt werden.

Man sieht also, dass in dem vorliegenden Falle so  
wenig das Gegengewicht  $Q$  aus (9) berechnet, als das  
Gegengewicht  $Q_1$  aus (10) berechnet, eine vollkommene  
Garantie für die Stabilität der Maschine giebt, man wird  
daher in der Praxis am Besten thun, wenn man Gegenge-  
wichte von der Grösse  $q = \frac{Q+Q_1}{2}$  adoptirt. Mit solchen  
Gegengewichten wird man, wenn das Belastungsgewicht  
aller Achsen gross genug und die Radbasis ausgedehnt ge-  
nug ist, wenn namentlich der Schwerpunkt der Maschine  
gut vor dem hintern Unterstützungspunkte und dabei die  
Vorderachse gut nach vorn liegt, die Horizontal- und Vertikal-  
störungen, welche von der Trägheit und der Centrifugalkraft  
der schwingenden und rotirenden Massen des Bewegungs-  
Mechanismus herrühren, auf ein möglichst unschädliches  
Maass zurückführen.

Besonders ist noch hervorzuheben, dass inside Cylinder-  
Maschinen, weil sie überhaupt kleinere Gegengewichte zur



Ausbalancirung der Massen des Bewegungs-Mechanismus erfordern als outside Maschinen, stabiler sind, oder weil bei jenen die Werthe von  $Q$  und  $Q_1$  näher zusammenliegen, so muss auch der Mittelwerth  $q$  mit den Grenzwerten  $Q$  und  $Q_1$  besser übereinstimmen. Für gekuppelte inside Maschinen stellt sich das Verhältniss noch günstiger, wie weiter oben angegeben.

Maschinen, deren Gegengewichte die Grösse  $q$  haben, behalten, weil die Horizontalstörungen dadurch nicht ganz ausgeglichen sind, immer noch eine Neigung zum Schlängeln, diese wird aber durch die Conicität der Radreifen ausgeglichen, resp. unschädlich gemacht. Die conischen Radreifen, von denen weiter unten die Rede sein soll, bewirken zusammen mit dem Spielraum (von ca.  $\frac{1}{2}$  Zoll), welcher den Rädern in der Bahn gelassen wird, dass das Schlängeln der Maschine nicht zur Entfaltung kommen kann.

Fasst man die Wirkung der trägen Massen für jede Seite der Maschine einzeln auf, so ist noch zu beachten, dass sich diese Wirkung in gewissem Maasse auch auf das Triebrad der andern Seite erstreckt und hier bald in derselben, bald in entgegengesetzter Richtung störend auftritt. Wollte man dieser Wirkung durch ein zweites festes Gegengewicht in jedem Rade begegnen, so müsste dieses nach Fig. 21. und 22. das Gewicht haben von resp.:

$$P = \frac{h-h_1}{2h_1} (K + L + M) \frac{r}{r_1} \text{ und}$$

$$P_1 = \frac{h-h_1}{2h_1} \left( K + \frac{L}{2} \right) \frac{r}{r_1}$$

woraus wiederum ein mittleres Gegengewicht  $p = \frac{P+P_1}{2}$  für den praktischen Gebrauch resultirt, welches in jedem Triebrade für die Kurbel der andern Seite anzubringen sein würde. Dieses Gegengewicht würde für outside Maschinen, weil hier  $h - h_1$  positiv ist in der Richtung des Gegengewichts  $q$  der andern Seite, und für inside Maschinen, wo  $h - h_1$  negativ ist, in der entgegengesetzten Richtung anzubringen sein.

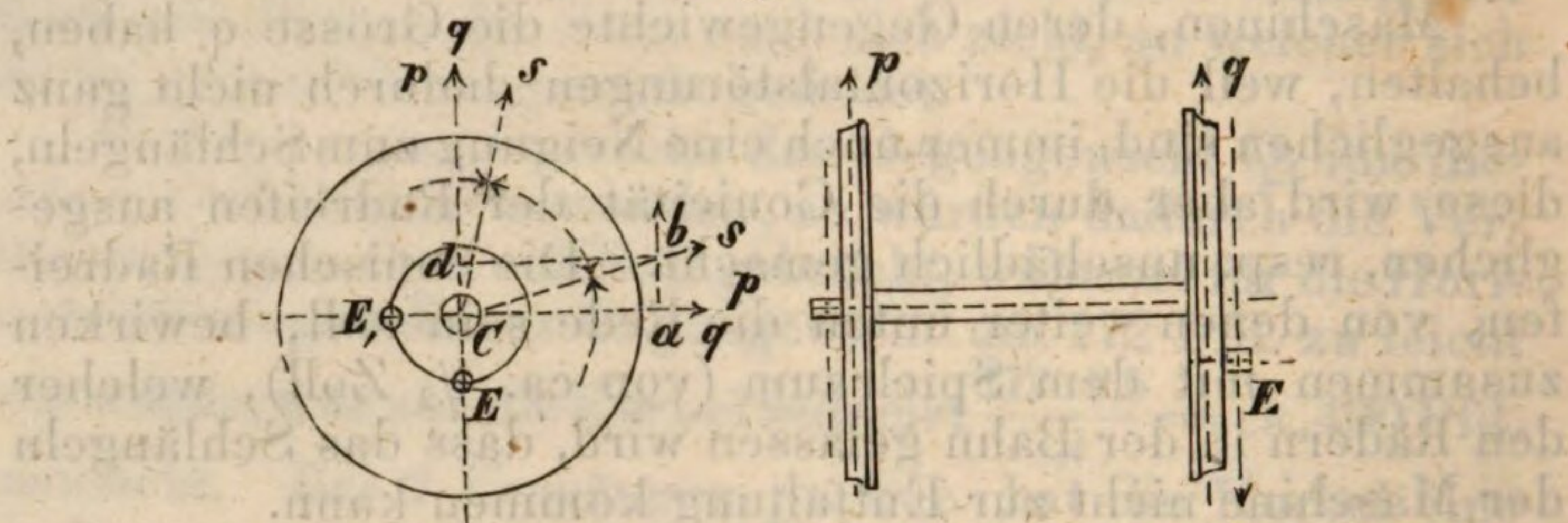
Namentlich für outside Maschinen fällt indess der Betrag von  $p$  im Vergleich zu  $q$  stets sehr klein aus, so dass man in der Praxis wohl damit auskommt, sich für jedes Rad auf das eine Gegengewicht  $q$  der eigenen Kurbel gegenüber angebracht, zu beschränken. Will man aber beiden Wirkungen genauer Rechnung tragen, so muss man die beiden Gegengewichte  $q$  und  $p$  vereinigen und den Schwerpunkt



des vereinigten Gegengewichts auf eine andere Stelle der Trieb­rad­fläche verlegen.

Bezeichnet demnach in Fig. 23. für eine outside Maschine E die Kurbel des eigenen Rades und  $E_1$  die des gegenüberliegenden Rades, so wirken hier die Gewichte  $q$

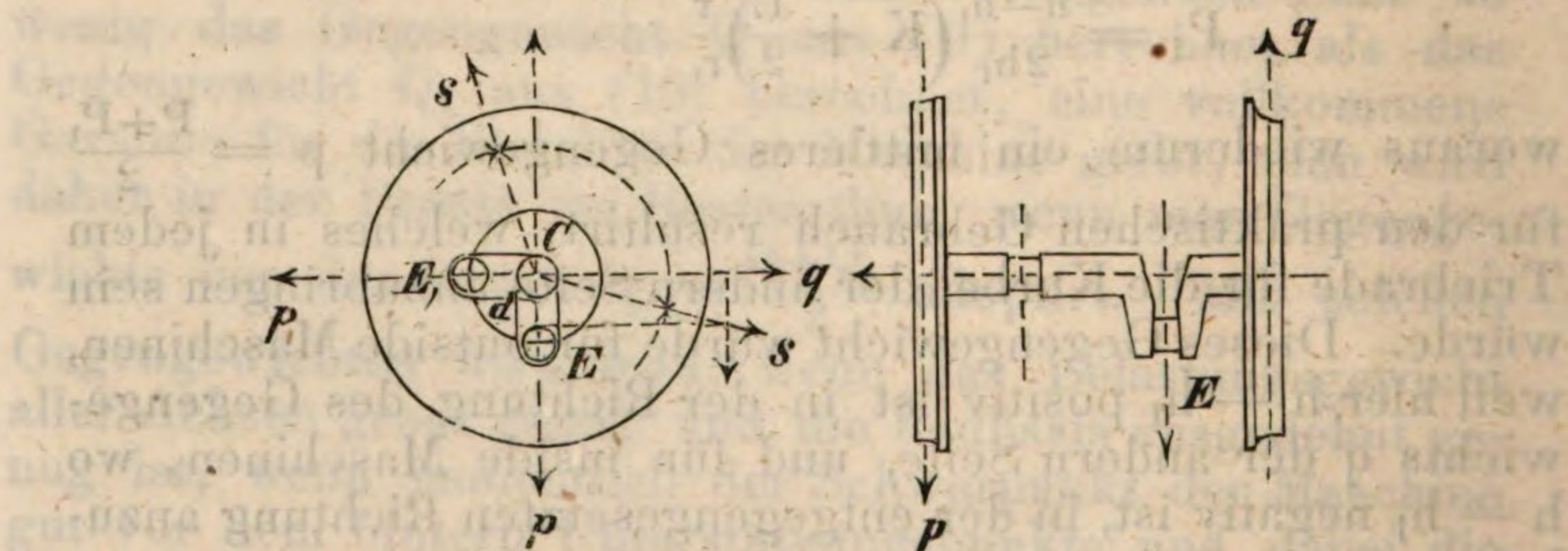
Fig. 23.



und  $p$  in derselben Richtung auf Drehung, und werden dieselben ihrer Grösse nach durch die Linien  $Ca$  und  $Cd$  repräsentirt, so resultirt durch das Parallelogramm  $Cabd$  das mittlere Gewicht  $s = \sqrt{q^2 + p^2}$  in der Richtung  $Cs$  wirkend.

Eben so findet sich nach Fig. 24. für eine inside Maschine bei derselben Bezeichnung das in jedem Triebrade anzubringende Gegengewicht  $s = \sqrt{q^2 + p^2}$  in der Richtung  $Cs$

Fig. 24.



wirkend. Will man daher den Einfluss der trägen Massen, so weit er sich für das gegenüberliegende Trieb­rad geltend macht, mit berücksichtigen, so hat man die Gegengewichte entsprechend zu vergrössern und bei outside Maschinen ihre Schwerpunkte nach dem Quadranten hin zu verschieben, welcher dem von beiden Kurbeln eingeschlossenen Quadranten gegenüberliegt, bei inside Maschinen aber die Gegen-



gewichte in den anliegenden Quadranten zu verschieben. Der Winkel, um den die Verschiebung stattfinden muss, findet sich aus  $\cos \alpha = \frac{q}{s}$ .

Für das Seite 111 angezogene Beispiel würde

$$q = \frac{264+92}{2} = 178 \text{ Pfd.}, \quad p = \frac{0,1}{1,1} \cdot 178 = 19,5 \text{ Pfd.}$$

$s = \sqrt{178^2 + 19,5^2} = 179 \text{ Pfd.}$ , und  $\alpha = 6^\circ$ , woraus folgt, dass zur Begegnung der störenden Wirkung von der gegenüberliegenden Kurbel die Vergrößerung des sonst erforderlichen Gegengewichts ganz unwesentlich ist, während die nothwendige Verschiebung nicht ganz übersehen werden kann. In der That wird man auch bei allen Maschinen, deren Gegengewichte genau der Kurbel gegenüber placirt sind, finden, dass die Triebbradreifen an einer etwas seitwärts gelegenen Stelle mehr ausnutzen, die, je nachdem durch das Gegengewicht die Vertikalstörung zu viel oder nicht hinreichend ausgeglichen war, entweder neben dem Radius durch den Schwerpunkt des Gegengewichts oder neben dem Kurbelradius liegt; ohne die secundäre Wirkung der gegenüberliegenden Massen müsste die grösste Ausnutzung der Triebbradreifen mit jenen Radien selbst zusammenfallen.

Was ferner die Störungen der Stabilität betrifft, welche von der Arbeit des Dampfes in den Cylindern herrühren und die, wie man gesehen hat, sich bei horizontal liegenden Cylindern im Allgemeinen auf diejenige Wirkung beschränken, welche die Pläulstangen auf die Parallelführung der Kolbenstangen ausüben, so giebt es für ihre Abstellung ebenfalls kein vollständiges Mittel und nur durch gewisse Dispositionen in dem Arrangement der ganzen Maschine kann man das Uebel auf ein unschädliches Maass reduciren. Wie man Seite 107 gesehen hat, wirkt der Druck auf die Kolbenführungen einmal drehend um die Längsaxe der Maschine, woraus folgt, dass inside Maschinen, wo die Cylinder näher zusammenliegen, günstiger sind, andererseits wirkt der Druck drehend um eine Queraxe der Maschine und entlastend auf die Vorderachse. Um letzterer Einwirkung zu begegnen, muss die Mitte der Gleitbahnen möglichst nahe nach dem Schwerpunkte der Maschine gerückt werden, so dass der wirksame Hebelarm kleiner wird; outside Maschinen, deren Cylinder in der Mitte der Länge des Kessels liegen und desshalb noch eine Laufachse vor den Cylindern haben, verhalten sich in dieser Beziehung günstig. Ueber-



haupt aber sind Maschinen mit gut belasteten Achsen — schwere Maschinen — besonders wenn sie sich durch eine lange Pläulstange auszeichnen, am unempfindlichsten gegen diese Störung. Fällt z. B. bei einer outside Maschine die Mitte der Gleitbahn mit dem Centrum der Laufachse zusammen und ist jedes Rad derselben mit 9000 Pfd. belastet, hat ferner der Cylinder 15" Durchmesser und die Pläulstange eine 6fache Länge, so beträgt bei einem mittleren wirksamen Dampfdrucke von 40 Pfd. auf den  $\square$ " Kolbenfläche der beim Vorwärtsfahren aufwärts gerichtete Druck in der Mitte jeder Gleitbahn  $\frac{176 \cdot 40}{6} = 1173$  Pfd. Die Maximum-Entlastung über jedem Laufachsrad beträgt demnach  $\frac{1173}{9000} = \frac{1}{7,6}$  der ganzen Belastung, um welchen Betrag die Tragfedern fortwährend afficirt werden.

Endlich ist noch hervorzuheben, wie die innern Ursachen der Störung der Stabilität sich zu der Fahrgeschwindigkeit der Maschine verhalten. Die durch die trägen Massen des Bewegungsmechanismus hervorgerufenen Störungen wachsen an sich mit dem Quadrate der Geschwindigkeit. Es kann indess keine Frage sein, dass andererseits die Einwirkungen auf die ganze Masse der Maschine um so kleiner ausfallen müssen, je kürzer ihre Zeitdauer ist und dass deshalb der Betrag der Störungen thatsächlich nicht ganz mit dem Quadrate der Fahrgeschwindigkeit wachsen kann. Nach den Versuchen, welche Le Chatelier mit frei aufgehängten Locomotiven zur Untersuchung ihrer Horizontalstörungen vorgenommen hat, will es sogar scheinen, als ob diese von der Geschwindigkeit ziemlich unabhängig wären, indess spricht gegen diese Annahme die tägliche Erfahrung mit mehr oder weniger gut ausbalancirten Maschinen. Das Schlängeln der Maschine und damit das seitliche Anlaufen der Laufachse gegen die Schienen, die Inanspruchnahme des Zug- und Stossapparats zwischen Maschine und Tender wächst ohne Frage mit der Fahrgeschwindigkeit in einem Verhältniss, auf das die ganze Masse der Maschine und die Länge des Radstandes mit influirt. Nur dann, wenn Gegengewichte angewandt werden, die entweder die oscillirenden oder die rotirenden Massen vollständig ausbalanciren, werden resp. die Horizontal- oder Vertikalstörungen unter allen Fahrgeschwindigkeiten gleichmässig auf Null gebracht werden können, dass Beides zusammen unmöglich, ist weiter oben gezeigt. Dahingegen ist der Natur der Sache nach das vertikale Heben oder Senken der Maschine



durch den schiefen Druck der Pläulstange bei horizontalen Cylindern von der Fahrgeschwindigkeit unabhängig, im Gegentheil muss das Spiel der Tragfedern, so weit es von dieser Einwirkung herrührt, um so kleiner sein, je rascher die einzelnen Intervalle auf einander folgen, so dass wegen der trägen Masse des ganzen Belastungsgewichts Maximum und Minimum der Entlastung bei hohen Geschwindigkeiten weniger scharf hervortreten können.

### 3. Die äussern und zufälligen Ursachen.

Ausser jenen innern Ursachen der Instabilität sind es noch eine Reihe anderer Ursachen, welche die Stabilität des Fuhrwerks beeinträchtigen.

Zuerst ist die Höhenlage des Schwerpunktes wichtig. Durch alle auf die Instabilität hinwirkenden Einflüsse wird die Lage des Schwerpunktes der ganzen Maschine in Beziehung auf die sie unterstützenden Räder verändert, es treten Oscillationen in der Lage des Schwerpunktes ein, die möglichst klein ausfallen und thunlichst beseitigt werden müssen. In der Richtung der Längsaxe der Maschine kann die Verrückung des Schwerpunktes, wie schon S. 99 u. s. f. angegeben, am wirksamsten durch eine lang ausgedehnte Rad- und Federbasis ausgeglichen werden. In der Richtung der Queraxe aber sind die Verhältnisse der Maschine durch das gegebene Spurmaas der Bahn definitiv beschränkt und hier kann den Oscillationen nur dadurch begegnet werden, dass der Schwerpunkt der Maschine möglichst tief zu liegen kommt. Inside Cylinder-Maschinen, bei denen der Kessel wegen des für die Kurbeln erforderlichen Raumes höher über den Rädern liegen muss, sind in dieser Beziehung stets ungünstiger, als outside Maschinen. Man hat daher bei ersteren namentlich dahin zu trachten, die Höhenlage des Schwerpunktes möglichst zu beschränken, alsdann aber sind bei inside Maschinen die innern Anlässe der Instabilität viel geringer und desshalb zeichnen sie sich dennoch in der Regel durch einen höheren Grad von Stabilität aus. Nur outside Maschinen, welche die Cylinder in der Mitte der Kessellänge haben, sind ihnen in Bezug auf Stabilität an die Seite zu stellen.

Ferner sind es die Unebenheiten der Bahn, die Ausnutzungen der Räder und Achsbüchsen, der Nicht-Parallelismus der Achsen, wie diese Mängel stets sich durch den Gebrauch ergeben, welche die Stabilität des



Fuhrwerks beeinträchtigen und Störungen oft in einem solchen Grade hervorbringen, dass die Fahrsicherheit aufhört. Dass die Bahn möglichst continuirlich und eben, und die Radkränze gleich im Durchmesser möglichst rund und richtig spurend erhalten werden müssen, ist selbstverständlich; es soll hier nur noch auf den Einfluss von ausgeschlagenen Achsbüchsen der Triebräder besonders hingewiesen werden: Bekommen die Achsbüchsen (und ähnlich ist es mit den Pläul- und Kuppelstangenlagern) durch den Gebrauch zu viel Spiel, so hat dieses unter der Wirkung des Dampfes eine fortwährende Aenderung der Entfernung vom Triebachsenmittel zum Cylinder zur Folge, die sich geltend macht, wenn der Kolben auf den todten Punkten steht, also der Dampf von Neuem in den Cylinder strömt. Der ganze Dampfdruck auf den Kolben wirkt dann auf die Wegeslänge des Achsbüchsenspiels stossend auf ihre Führung und damit drehend auf die ganze Maschine, so dass ähnlich wie durch die Horizontalstörung der oscillirenden Massen, ein horizontales Stossen gegen die Tenderkuppelung und ein Schlängeln hervorgerufen wird, welches die Flantschen der Laufachse gegen die Schienen antreibt. Eine gute Unterhaltung der Triebachslager ist daher höchst wichtig und die bekannten Keilstell-Vorrichtungen höchst empfehlenswerth, doch hat man bei ihrem Gebrauch den vollständigen Parallelismus der Achsen sorgfältig zu bewahren. Aehnliche störende Erscheinungen erwachsen, wenn die Cylinder nicht vollkommen gut an den Fraims befestigt sind oder letztere eine derartige Federung zulassen, dass sich die Entfernung von Cylinder bis Triebachsmittle unter der Einwirkung des Dampfes ändern kann.

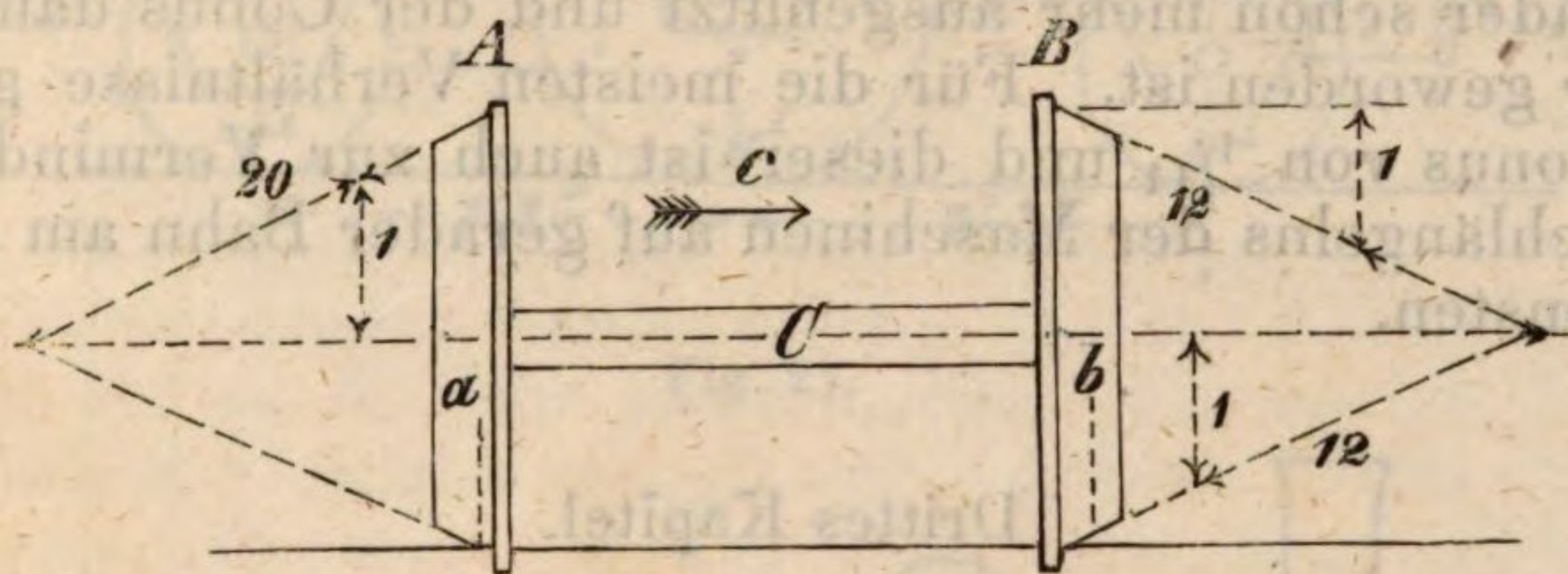
Noch andere äussere Anlässe zur Instabilität des Fuhrwerks finden sich in der Nothwendigkeit, damit den Curven der Bahn zu folgen, was eine continuirliche Ablenkung der geradlinichten Bewegungsrichtung des auf festen und parallelen Achsen gehenden Fuhrwerks erheischt. Zur Erreichung dieses Zweckes und eben so um den Horizontalstörungen, welche ein Andrängen der Radflantschen an die Schienen im Gefolge haben, zu begegnen, versieht man die Räder mit conischen Radkränzen, die sich am Flantsch der Form des Schienenkopfes anschliessen, stellt die Schienen etwas in die Bahn geneigt und erweitert sie gegen das Spurmaass der Radkränze. Ausserdem überhöht man in den Bahncurven den aussen gelegenen Schienenstrang, was hier indess nicht der Ort ist, weiter auszuführen.

Den Radconus und die damit zu verbindende Gleits-



erweiterung betreffend, möge Fig. 25. ein Räderpaar der Maschine repräsentiren. Die Radkränze sind je nach den Curvenradien, welche auf einer zu befahrenden Bahn vorkommen, unter einem Winkel von 1:20 bis 1:12 nach Aussen conisch geformt und die äussere Entfernung ihrer Flantschen ist um ca.  $\frac{1}{4}$  bis  $\frac{1}{2}$  Zoll geringer, als die Spurweite der geraden Bahnstrecken. In den Bahncurven ist ausserdem die Bahn entsprechend für geringe Radien bis zu 1 Zoll mehr weiter gelegt, wodurch das Rad hier einen noch grössern Spielraum behuf einer stattnehmigen Verschiebung rechtwinklig gegen die Bahnaxe bekommt.

Fig. 25.



Wenn nun durch irgend welche Unregelmässigkeiten, namentlich aber beim Befahren von Curven durch das Bestreben der Maschine tangential fortzuschreiten, die Achse C mit dem Rade A an die Laufschiene getrieben wird, so kommt sein Radkranz bei a vermöge des Conus mit einem grössern Durchmesser aufzulaufen, während das andere Rad bei b auf dem kleinern Durchmesser läuft. Dem grössern Durchmesser bei a entspricht aber ein grösserer Umfang oder Abwicklungsbogen und so wird das Rad in der Richtung des Pfeils c wieder nach der Seite b getrieben u. s. f. mit dem Erfolge, dass die Achse immer in die Mitte der Bahn zurückkommt.

Bezeichnet:

R den Radius einer zu durchfahrenden Bahncurve,

d den mittleren Durchmesser der Räder,

b die Gleisweite (von 4 Fuss  $8\frac{1}{2}$  Zoll),

a die Gleiserweiterung in der Curve und

n den Conus, welcher den Rädern zu geben,

so findet sich allgemein die Relation

$$n b d = 2 a R \quad (11)$$



woraus sich sowohl die erforderliche Gleiserweiterung in Curven, als auch in gegebenen Fällen der erforderliche Conus berechnen lässt, der den Rädern zu geben ist. So ist z. B. für  $R = 1000$  Fuss,  $d = 36$  Zoll und  $a = 1$  Zoll der Conus, welchen man den Rädern zu geben hat, wenn sie dieser Bahncurve frei folgen sollen, ca.  $\frac{1}{12}$ ; und derselbe Conus müsste in einer Curve von 2000 Fuss Radius stattfinden, wenn die Gleiserweiterung nur  $\frac{1}{2}$  Zoll betrüge.

Im Allgemeinen darf man namentlich für die Laufachsen der Maschinen den Radconus nicht zu klein machen, weil er ausser der Führung in den Curven auch die Aufgabe hat, das Schlängeln der Maschine einzuschränken; und weil er ausserdem auch noch seine Funktion erfüllen muss, wenn die Räder schon mehr ausgenutzt und der Conus damit geringer geworden ist. Für die meisten Verhältnisse genügt der Conus von  $\frac{1}{14}$  und dieser ist auch zur Verminderung des Schlängelns der Maschinen auf gerader Bahn am Angemessensten.

### Drittes Kapitel.

#### Von dem Arrangement des Wagens.

In den vorstehenden beiden Kapiteln sind die Bedingungen angegeben, denen der Wagen der Locomotive entsprechen muss, es kommt noch darauf an, die günstigsten Verhältnisse zusammenzustellen, wie sie bei den verschiedenen Zwecken der Locomotive am passlichsten erscheinen.

##### 1. Personenzug-Locomotiven.

Die Personenzug-Locomotive Fig. 26. zeigt eine namentlich in England fast allgemein übliche Form. Sie hat bei 14' 6" Radstand die Fähigkeit, mit Expresszügen Bahncurven von über 1400 Fuss Radius mit Sicherheit und Leichtigkeit zu passiren, und giebt, da ihr Schwerpunkt ca. 6 Zoll vor der Triebachse liegt, der Vorderachse eine gute Belastung. Beträgt ihr Totalgewicht 25 Tons, so kann dasselbe leicht im Verhältniss von 8 : 12 : 5 auf Vorder-, Trieb- und Hinterachse vertheilt werden, so dass bei sicherer Führung in der Bahn fast die Hälfte ihres Gewichts zur Adhäsion nutzbar gemacht werden kann. Die Maschine hat inside Cylinder und obgleich ihr Kessel etwas hoch liegt, so hat sie doch,



weil Vorder- und Hinterachse in auswendigen Achshaltern gelagert sind, einen ausnehmend ruhigen und stabilen Gang.

Fig. 26.

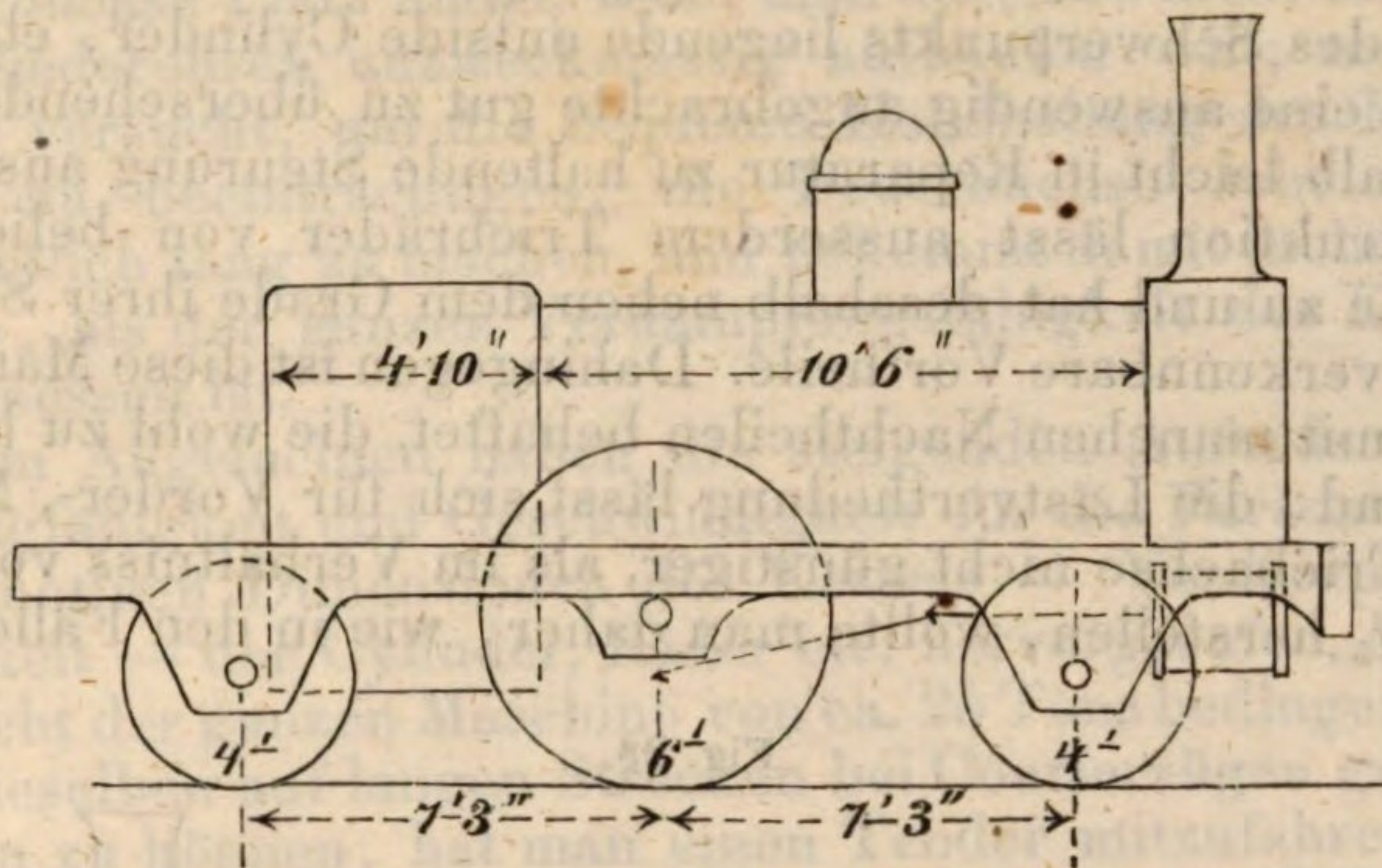


Fig. 27.

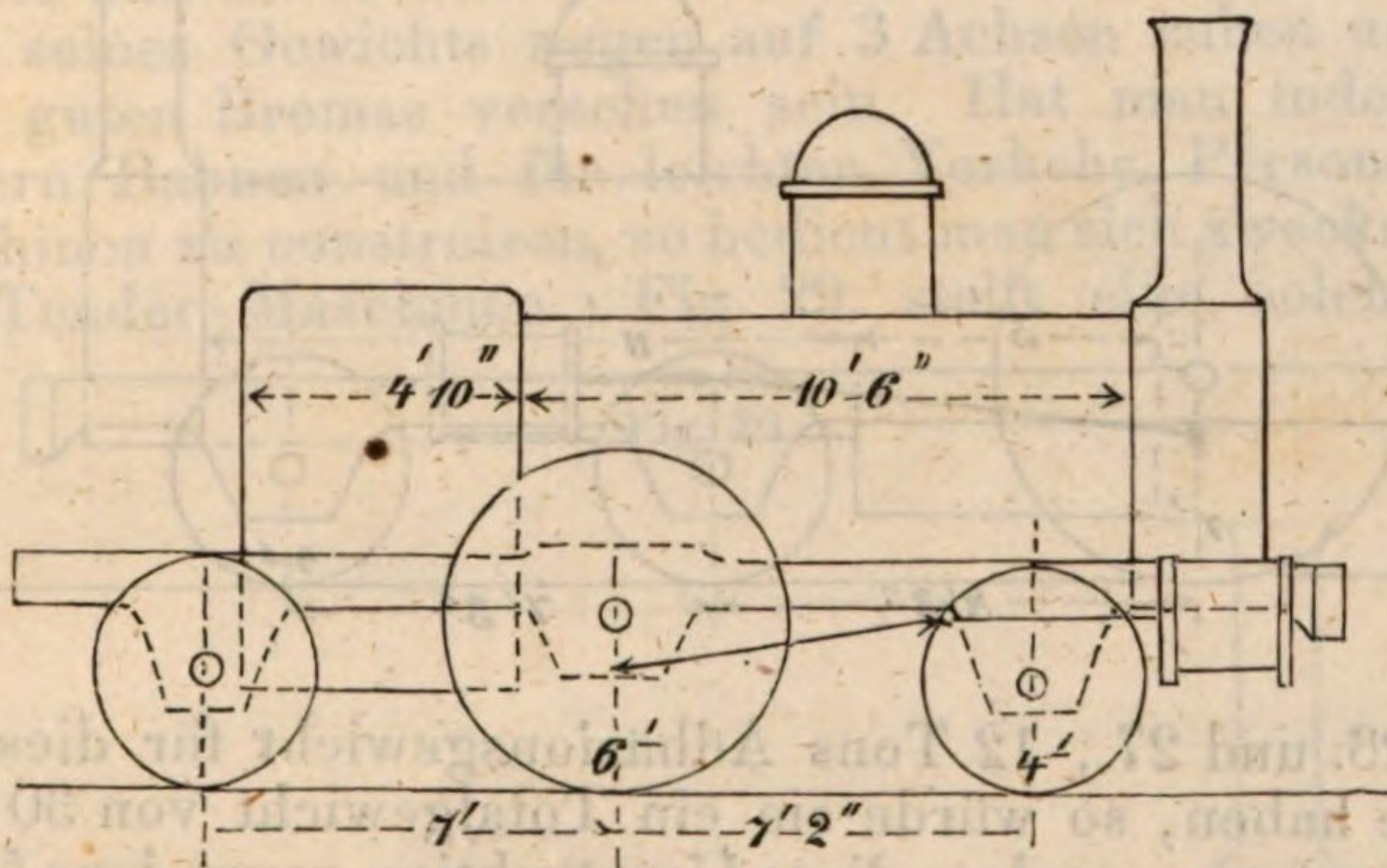


Fig. 27. zeigt ziemlich dieselbe Anordnung mit outside Cylindern. Die Verhältnisse der Lastvertheilung sind gleich günstig im Verhältniss von 8 : 12 : 5 herzustellen, in Bezug auf Stabilität bleibt die Maschine dagegen zurück, weil die Cylinder ganz vor den Laufrädern liegen und die Laufachse nur in inwendigen Främs gelagert ist.

Beide Konstruktionen lassen, weil der Kessel zu hoch kommen würde, keine Triebräder von mehr als 6' Durchmesser mit Vortheil zu, womit sich indess bei kurzem Kolbenhube alle Geschwindigkeiten erreichen lassen.

Die Crampton'sche Personenzug-Locomotive ist in



Fig. 28. dargestellt, sie lässt sich nicht wohl mit weniger als 15 Fuss Radstand bauen und ist daher für Bahnen mit sehr starken Curven ausgeschlossen. Dem Principe nach zeichnet sie sich durch einen niedrig gelegenen Kessel und in der Nähe des Schwerpunkts liegende outside Cylinder, eben so durch eine auswendig angebrachte gut zu übersehende und desshalb leicht in Reparatur zu haltende Steuerung aus. Die Konstruktion lässt ausserdem Triebräder von beliebiger Grösse zu und hat desshalb neben dem Grade ihrer Stabilität unverkennbare Vortheile. Dahingegen ist diese Maschine auch mit manchen Nachtheilen behaftet, die wohl zu beachten sind: die Lastvertheilung lässt sich für Vorder-, Mittel- und Triebachse nicht günstiger, als im Verhältniss von  $\frac{2}{5} : \frac{1}{5} : \frac{2}{5}$  herstellen, wollte man daher, wie in den Fällen der

Fig. 28.

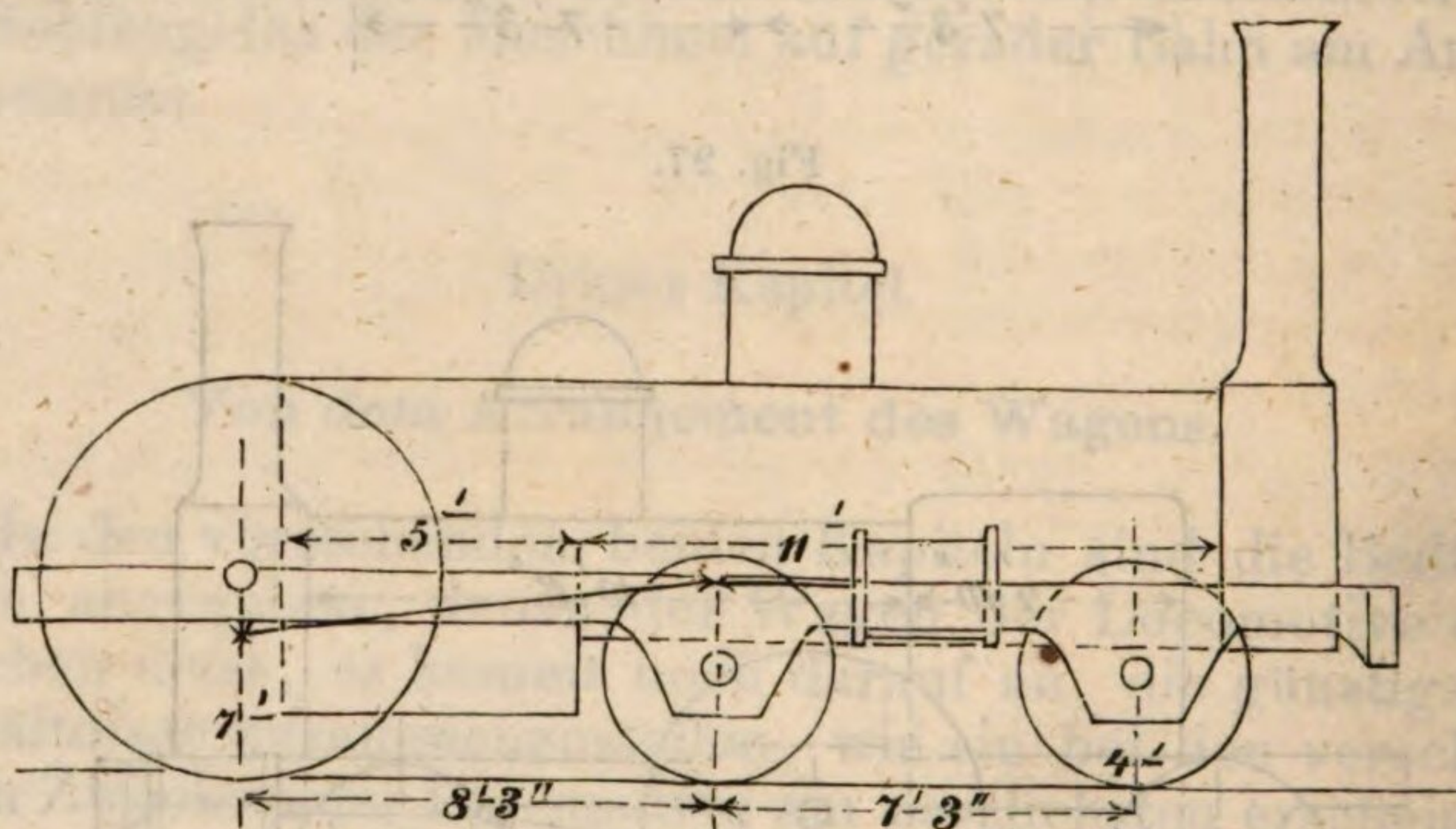


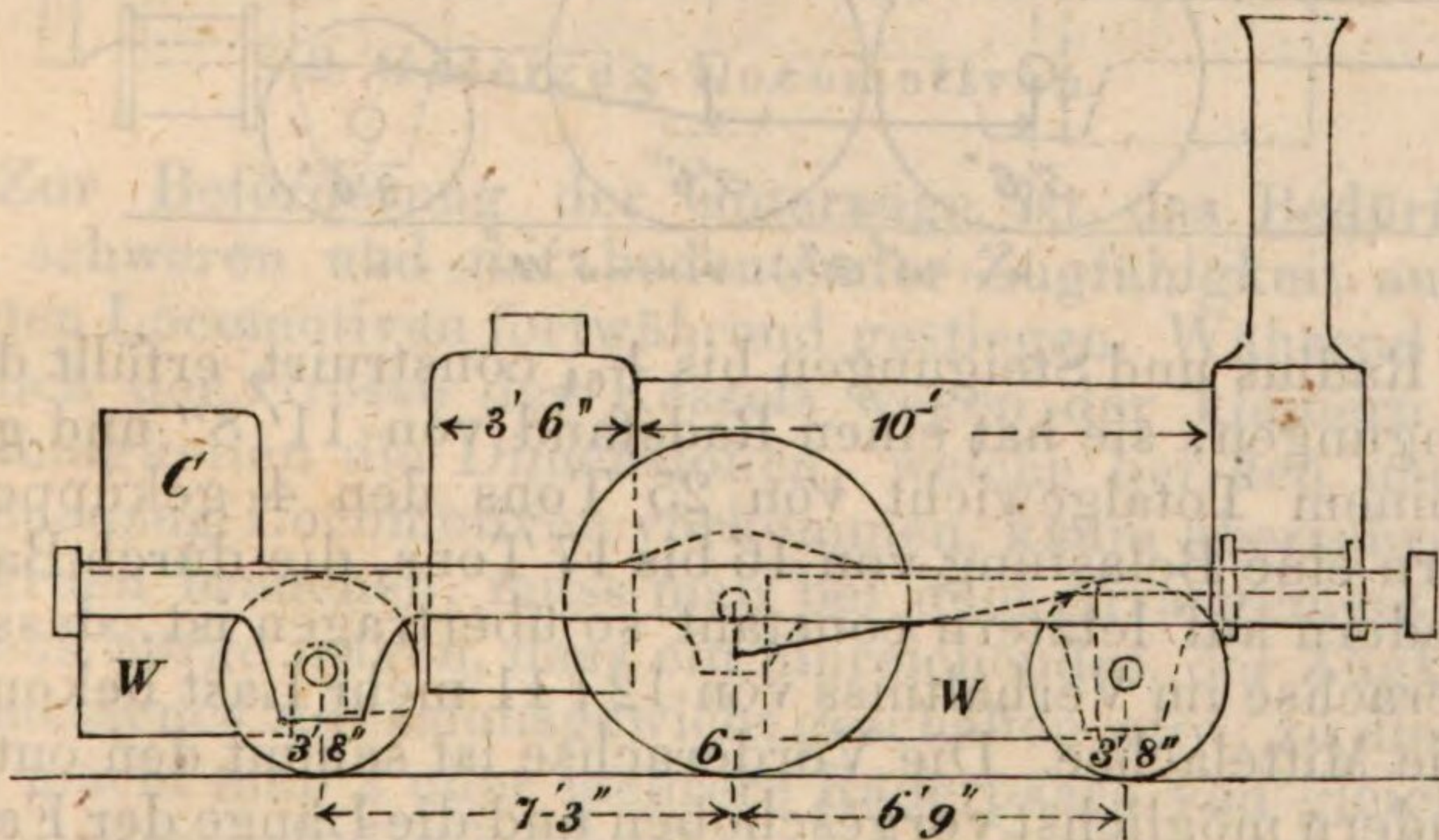
Fig. 26. und 27., 12 Tons Adhäsionsgewicht für diese Maschine haben, so würde sie ein Totalgewicht von 30 Tons haben müssen, so dass diese Konstruktion gegen jene 5 Tons todte Last mehr bedingt, um welchen Betrag der Zugkraft direkt Abbruch gethan wird; ferner giebt die grosse Belastung der Vorder- und Hinterachse bei grossen Geschwindigkeiten Veranlassung zu nachtheiligen Einwirkungen auf den Oberbau der Bahn. Während nach Fig. 26. und 27. gebaute Maschinen mit der geringer belasteten Vorderachse die Schienenstösse niederdrücken, bevor die Hauptbelastung der Triebachse auf dieselben kommt, trifft hier die grösste Last von 12 Tons sofort auf die vorher unbelasteten Schienen und muss daher mehr stossend und zerstörend einwirken. Auch muss es als ein Nachtheil der Konstruktion im Vergleich zu den vorhergehenden Fig. 26.



und 27. bezeichnet werden, dass wegen der niedrigen Lage des Kessels und bei der constanten Höhenlage des Rostes zur Zeit nur eine geringe Höhe von Brennmaterial in der Feuerbüchse Platz findet, wenn man dasselbe nicht etwa vor den Siederöhren unzweckmässig aufhäufen will; man ist daher versucht, um die bequeme Handhabung des Feuers nicht zu beeinträchtigen, die Feuerbüchse sehr gross, namentlich lang zu machen, und bekommt damit mehr Rostfläche, als der ganzen Verdampfungsfähigkeit des Kessels angemessen ist.

Im Allgemeinen haben die steigenden Anforderungen an Zugfähigkeit und Geschwindigkeit für die Personenzug-Locomotiven Dimensionen des Kessels — Verdampfungsfähigkeit — der Cylinder, Räder etc. hervorgerufen, die ein Gewicht der ganzen Maschine von ca. 25 Tons bedingen, und um dieselben auf langen Strecken bei Courierzügen gut ausnutzen zu können, hat man einen Tender mitzufahren der einen hinreichenden Fassungsraum für ca. 200 Cub.-Fuss Wasser und ca. 40 Ctnr. Coke enthält. Ein solcher Tender muss seines Gewichts wegen auf 3 Achsen ruhen und mit einer guten Bremse versehen sein. Hat man indess auf kürzern Bahnen und für leichten Verkehr Personenzug-Maschinen zu construiren, so bedient man sich zweckmässig der Tender-Maschinen. Fig. 29. stellt eine solche von

Fig. 29.



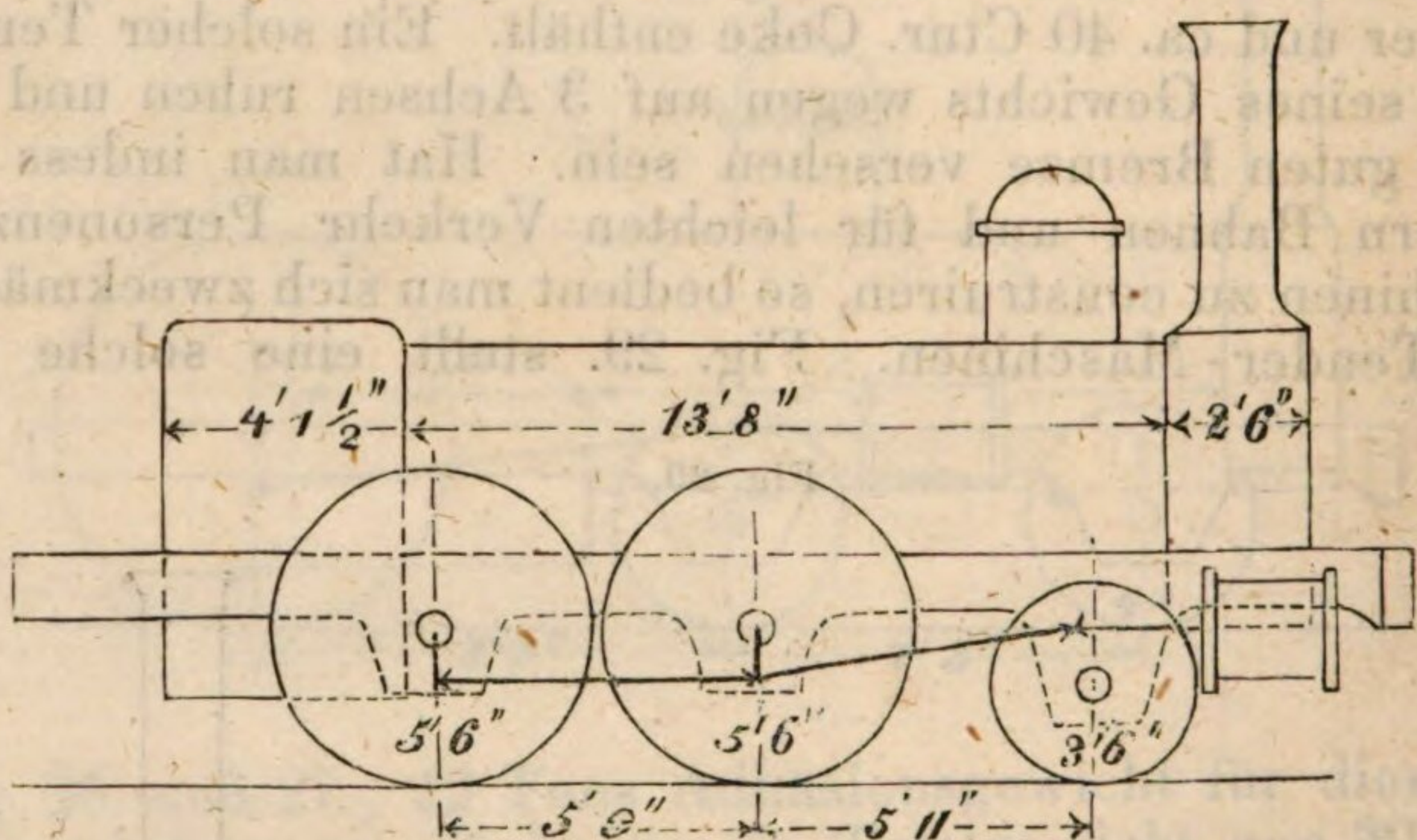
Mr. V. Gooch construirte Tenderlocomotive dar. Die Maschine hat 14 Fuss Radstand, outside Cylinder, die zwischen Doppelfraims gelagert sind und wiegt, wenn mit ca. 100 Cub.-Fuss Wasser in den Behältern W W, und 12 Ctnr. Coke in dem Behälter C verproviantirt, ca. 20 Tons, wovon 9 Tons



auf die Triebachse gebracht werden können. Die Cylinder liegen um 1 : 18 geneigt, um sie gegen die vorgeschobene Laufachse möglichst zurück zu bringen. Diese Tendermaschine ist auf den Bahnen der Eastern Counties Co. in vielen Exemplaren zur höchsten Zufriedenheit in Benutzung, für sehr lange Touren bedient man sich eines Extra-Wasserbehälters, der unter dem der Maschine folgenden Gepäckwagen angebracht ist.

Eisenbahnen mit starken Curven haben in der Regel auch mehr oder weniger bedeutende Steigungen; handelt es sich darum, für solche Bahnen Personenzug-Locomotiven zu construiren, so tritt die Bedingung in den Vordergrund, den Radstand möglichst einzuschränken und mehr Adhäsionsgewicht für die Triebräder zu schaffen. Die Locomotive Fig. 30. für die Hannover-Casseler Bahn mit Curven bis zu

Fig. 30.

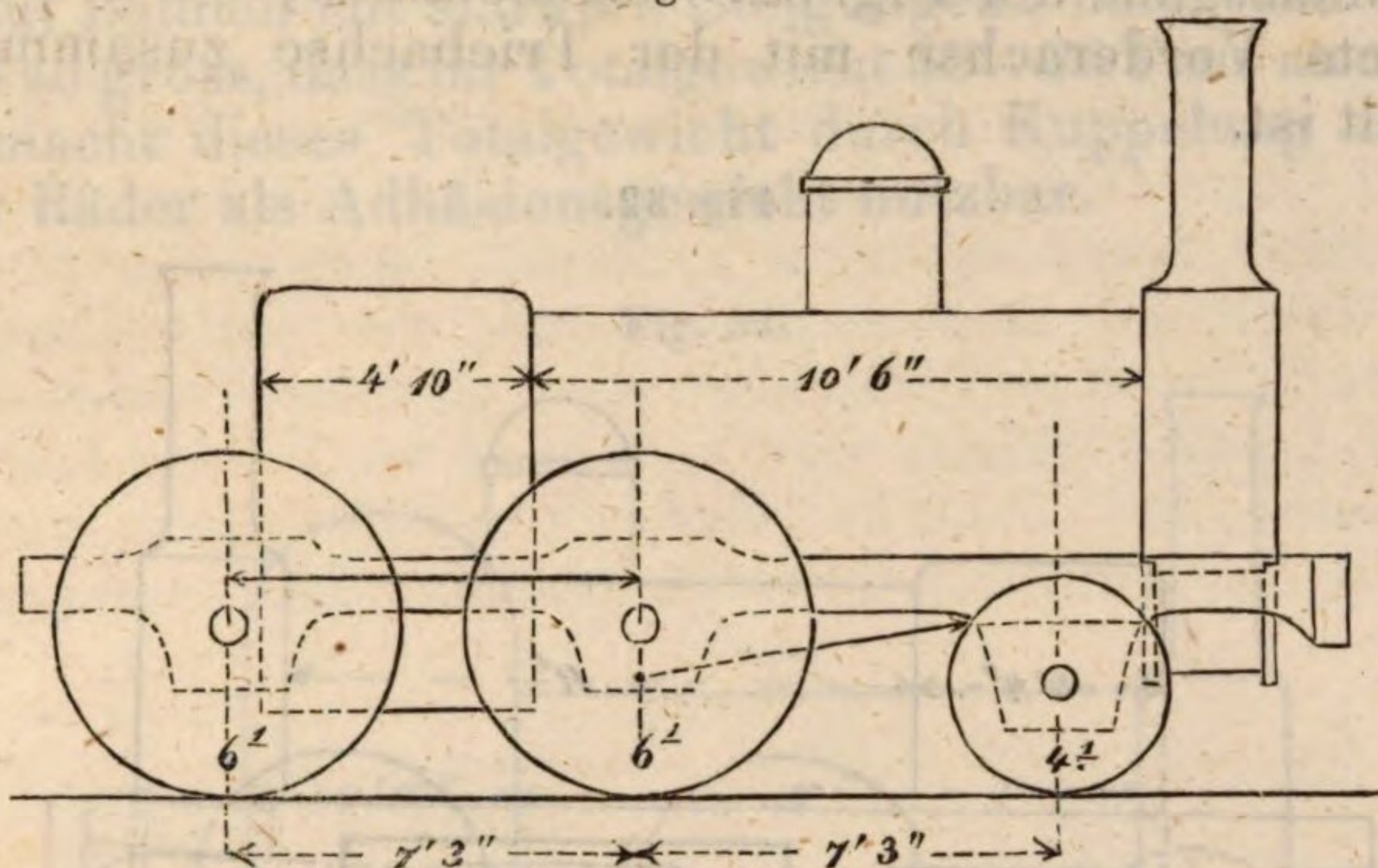


1300' Radius und Steigungen bis  $\frac{1}{64}$  construirt, erfüllt diese Bedingungen, sie hat einen Radstand von 11' 8" und giebt bei einem Totalgewicht von 25 Tons den 4 gekuppelten Rädern eine Belastung von 16 bis 17 Tons, die durch Balancierfedern auf letztern constant so übertragen ist, dass die Hinterachse im Verhältniss von 12 : 11 mehr Last bekommt, als die Mittelachse. Die Vorderachse ist sammt den outside Cylindern möglichst vorgeschoben und die Länge der Feuerkiste möglichst eingeschränkt, um der Maschine über den Radstand hinaus vorn und hinten möglichst wenig überhängendes Gewicht zu geben. Während die Triebräder 5' 6" Durchmesser und die Cylinder 22" Kolbenhub haben, hat die Pläulstange eine sehr günstige, die  $6\frac{1}{2}$ fache Länge.



Liegen Bahnen mit starken Steigungen mehr in geraden Linien, so empfiehlt sich für Personenzug-Locomotiven die Konstruktion der Fig. 31., die im Gegensatze zu der vor-

Fig. 31.



hergehenden Fig. 30. die Vortheile einer längern Radbasis und inside Cylinder in sich vereinigt. Dahingegen ist bei dieser Konstruktion, die auch aus den Fig. 26. und 27. abgeleitet werden kann, die Hinterachse naturgemäss viel weniger belastet, als die Mittelachse, welcher Mangel mindestens durch Balancierfedern unschädlich gemacht werden muss.

## 2. Güterzug-Locomotiven.

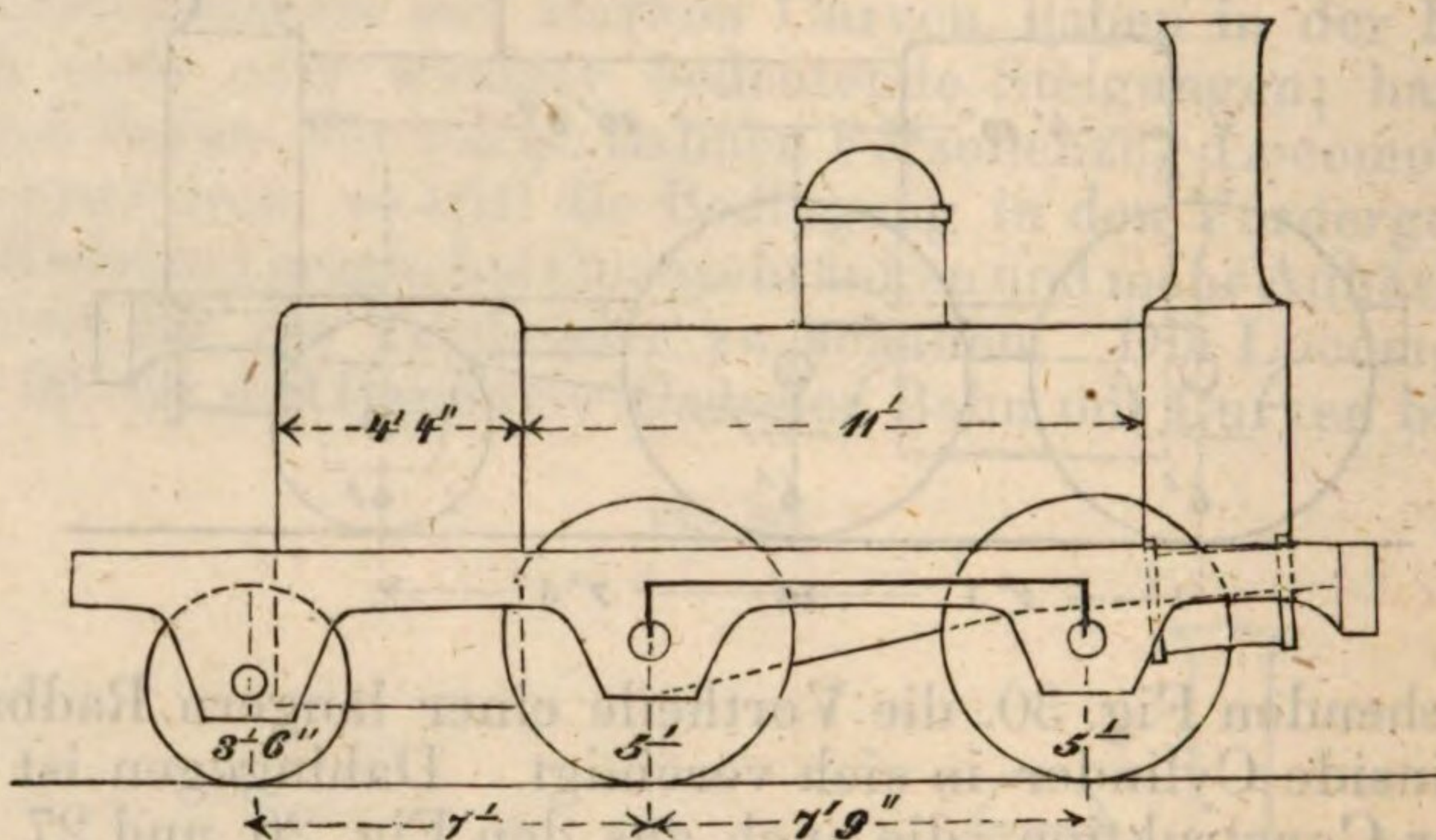
Zur Beförderung der Güterzüge ist das Bedürfniss nach schweren und mit bedeutender Zugfähigkeit ausgerüsteten Locomotiven fortwährend gestiegen. Während hinsichtlich der Grösse des Kessels wegen der kleinern Geschwindigkeiten die Dimensionen, welche bei den neuern Personenzug-Locomotiven vorkommen, kaum überschritten zu werden brauchen, muss man bei dem Arrangement des Wagens Sorge tragen, dass ein hinreichendes, der Zugkraft angemessenes Adhäsionsgewicht geschaffen wird; zu diesem Ende macht man 2 oder mehrere Räderpaare von gleichem Durchmesser mit der Triebachse und verbindet solche durch Kuppelstangen.

Für flache Bahnen ohne starke Curven kann die weiter oben für schweren Personen-Verkehr aufgeführte Form Fig. 31. (aus Fig. 26. oder 27.), als eine zweckmässige Güterzug-Locomotive bezeichnet werden, besonders wenn der



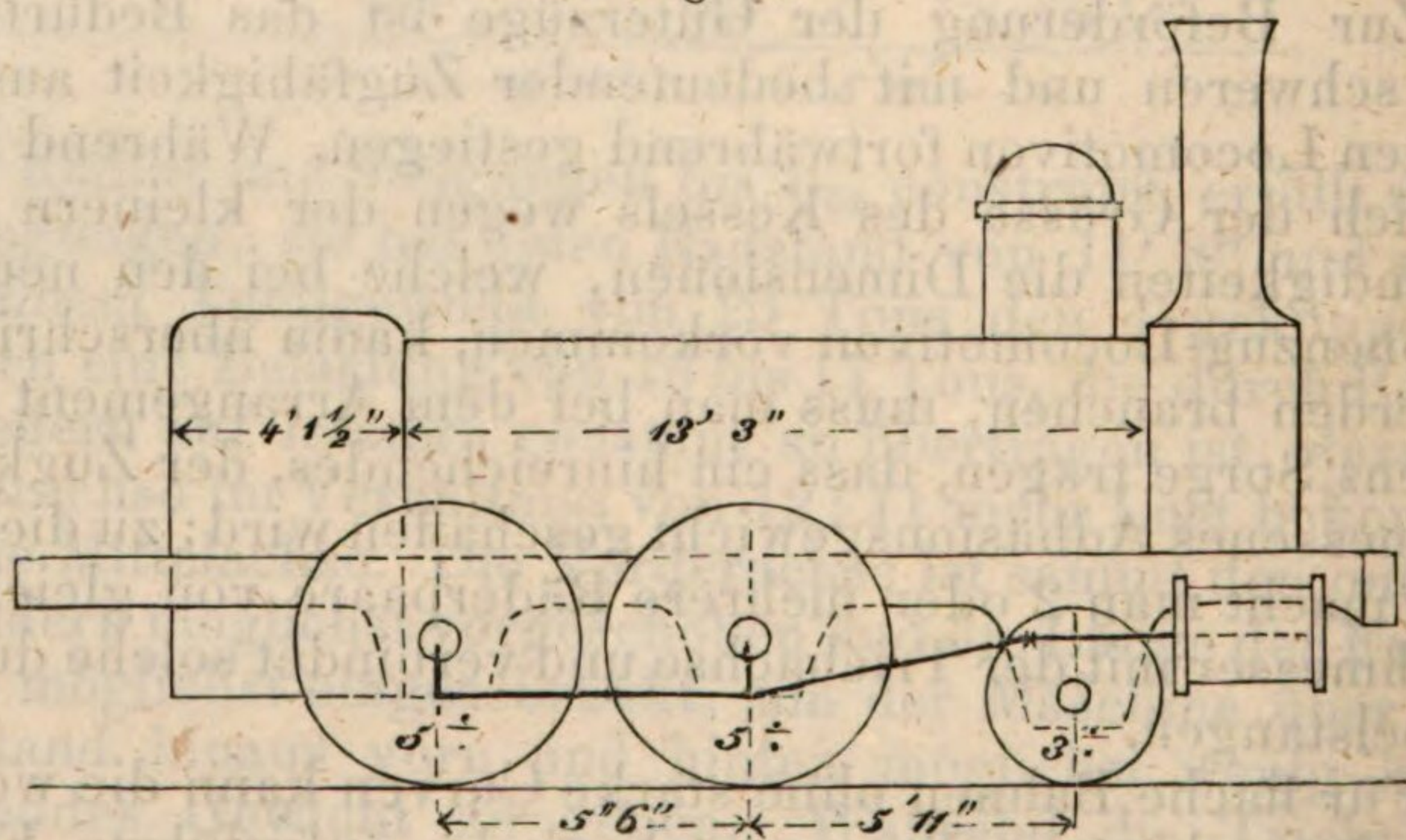
Durchmesser der Triebräder auf ca. 5 Fuss reducirt wird. Weil aber, wie schon erwähnt, bei dieser Konstruktion für die gekuppelte Hinterachse wenig Last entfällt, so wird die aus Fig. 26. hervorgehende Abänderung zweckmässiger nach Maassgabe der Fig. 32. vorgenommen, wo die besser belastete Vorderachse mit der Triebachse zusammengekuppelt ist.

Fig. 32.



Die outside Maschine Fig. 27. lässt sich indess nicht auf diese Weise modificiren, ohne die Massen zu weit nach vorn zu bringen. Man wird daher Güterzug-Locomotiven mit outside Cylindern, namentlich für Bahnen mit starken Curven, am Besten nach Maassgabe der Fig. 30. und 33.

Fig. 33.



anordnen, Maschinen, welche sich bei einem einfachen Mechanismus wegen ihrer outside Cylinder, trotzdem dass



von ihnen nicht der Grad von Stabilität zu erwarten ist den Maschinen mit inside Cylindern prinzipiell gewähren, durch eine sichere Radstellung vortheilhaft auszeichnen.

Maschinen für ganz schweren Güter-Verkehr, namentlich auf Bahnen mit stärkern Steigungen, baut man in der Regel so gross, dass ihr Totalgewicht 30—36 Tons ausmacht, und macht dieses Totalgewicht durch Kuppelung sämtlicher Räder als Adhäsionsgewicht nutzbar.

Fig. 34.

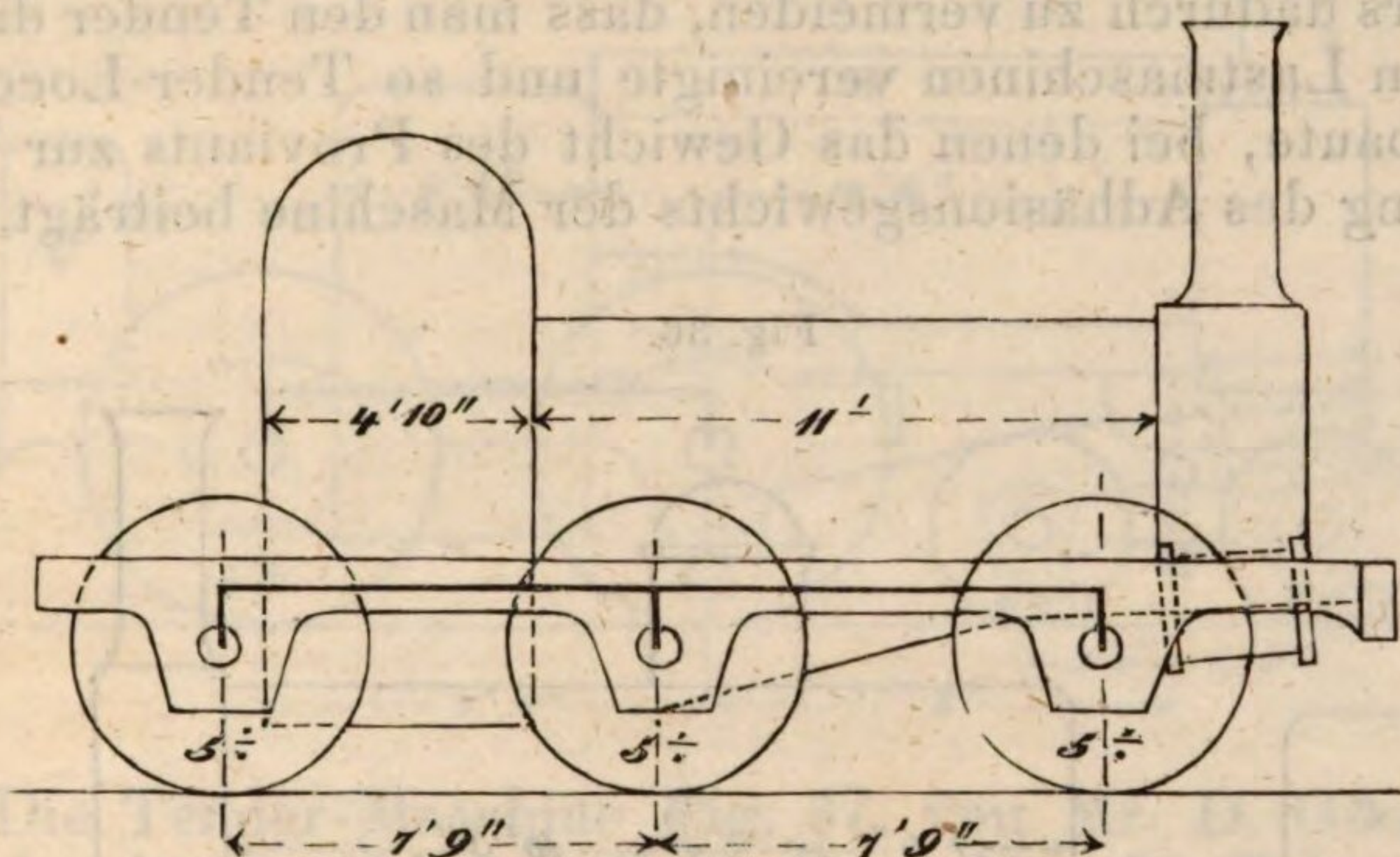
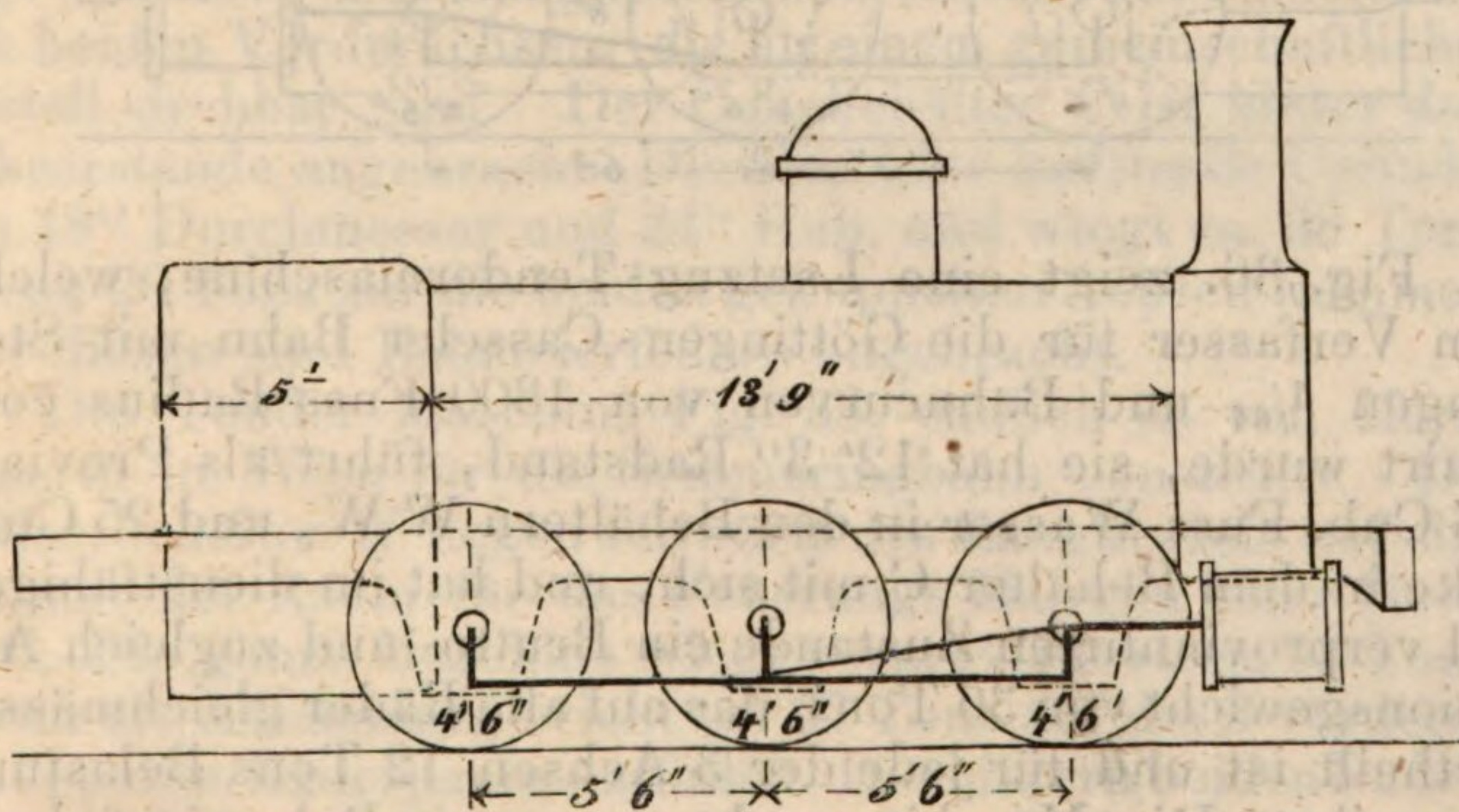


Fig. 35.



Die Fig. 34. giebt ein Beispiel einer solchen Locomotive mit langem Radstande von 15' 6" Länge, die Maschine hat inside Cylinder, kurzen aber weiten Kessel, der zur bessern Belastung der Hinterachse über der Feuerbüchse einen grossen Dom hat.



Fig. 35. dahingegen stellt eine ähnliche Maschine mit kurzem Radstande für Bahnen mit starken Curven mit outside Cylindern und langem aber verhältnissmässig engem Kessel dar.

Alle diese Güterzug-Maschinen haben einen Tender mit sich zu führen, der wie oben bei den Personenzug-Locomotiven einen Fassungsraum von ca. 200 Cub.-Fuss Wasser und 40 Ctnr. Coke enthalten muss. In neuerer Zeit hat man indess Anstrengungen gemacht, namentlich für Gebirgsbahnen mit starken Steigungen, die todte Last des Tenders dadurch zu vermeiden, dass man den Tender direkt mit den Lastmaschinen vereinigte und so Tender-Locomotiven baute, bei denen das Gewicht des Proviantes zur Vermehrung des Adhäsionsgewichts der Maschine beiträgt.

Fig. 36.

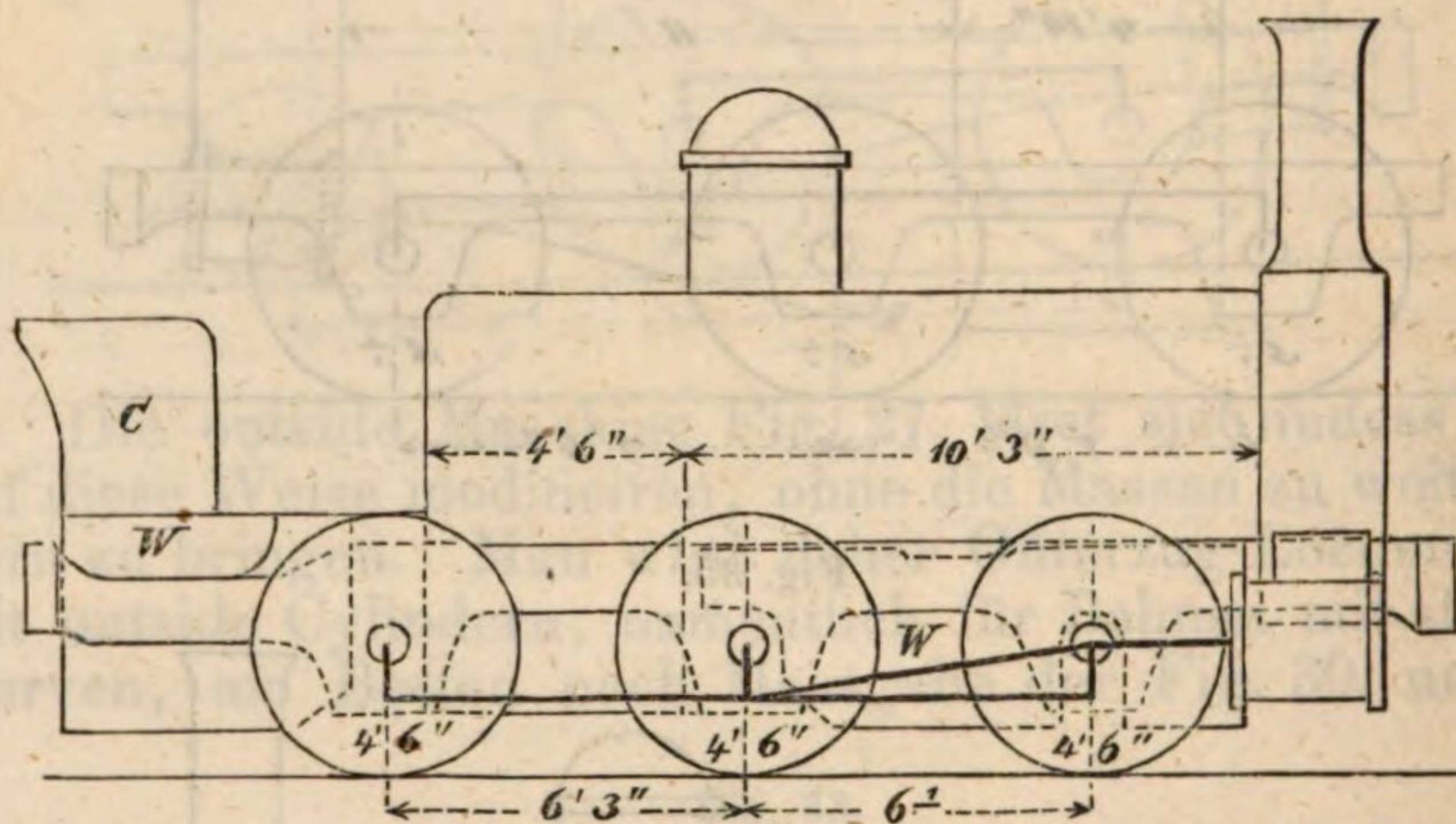
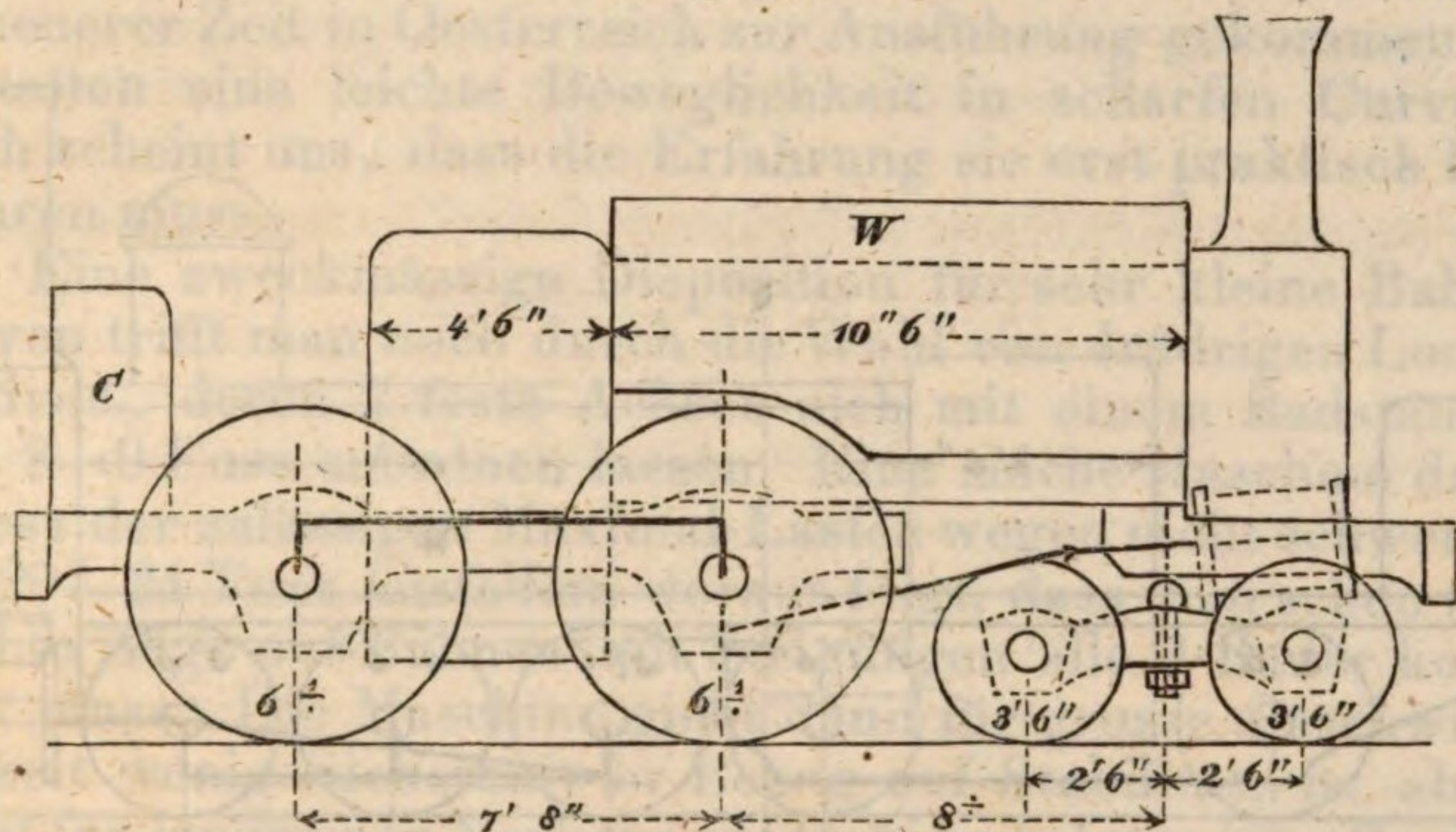


Fig. 36. zeigt eine Lastzug-Tendermaschine, welche vom Verfasser für die Göttingen-Casseler Bahn mit Steigungen  $\frac{1}{64}$  und Bahncurven von 1300 Fuss Radius construirt wurde, sie hat 12' 3" Radstand, führt als Proviant 166 Cub.-Fuss Wasser in den Behältern W W, und 25 Ctnr. Coke in dem Behälter C mit sich, und hat im dienstfähigen und verproviantirten Zustande ein Brutto- und zugleich Adhäsionsgewicht von 36 Tons, das auf alle Räder gleichmässig vertheilt ist und für jede der 3 Achsen 12 Tons Belastung ausmacht. Die Maschine ruht vorn mit Balancierfedern, hinten mit einer Querfeder auf ihren Rädern. Die Räder haben  $4\frac{1}{2}$  Fuss, die outside angebrachten Cylinder  $17\frac{3}{4}$ " Durchmesser und 24" Kolbenhub. Die grösste Wassermasse hängt unter der Maschine zwischen den Rädern, wodurch der Schwerpunkt der Maschine niedrig gebracht ist. Der



Kessel giebt bei 4' 6" Durchmesser und nur 10' 3" Länge Raum für 242 Stück Siederohre von 10' 6" freier Länge  $1\frac{7}{8}$ " Durchmesser, und besitzt bei 13,5 □ Rostfläche 1350 □ Heizfläche. Die Steuerung der Maschine ist auswendig angebracht, eben so die Pumpen. Die Maschine zeichnet sich durch bedeutende Leistungsfähigkeit sowohl, als einen sichern, stabilen und ruhigen Gang ganz besonders aus.

Fig. 37.



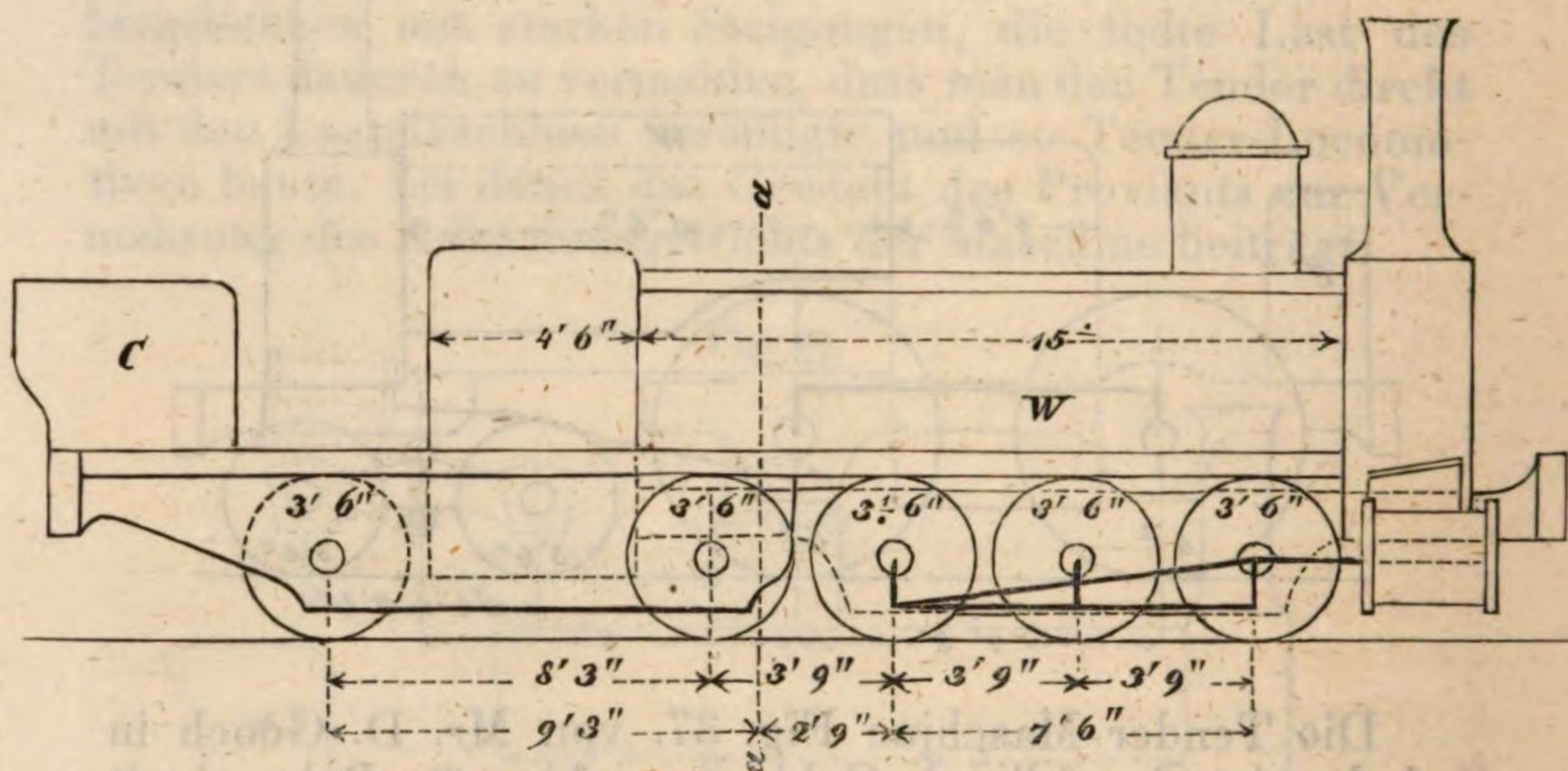
Die Tender-Maschine Fig. 37. von Mr. D. Gooch in Swindon ist ebenfalls als Gebirgsmaschine für Bahnen mit sehr starken Curven construiert. Der Wasserbehälter W liegt hier über dem Langkessel und dieser ruht zumeist auf den beiden Vorderachsen, die in einem gemeinschaftlichen Gestell drehbar sind. Der Cokebehälter C ist hinter dem Führerstande angebracht. Die Maschine hat inside Cylinder von 18" Durchmesser und 24" Hub, und wiegt ca. 38 Tons, wovon 20 Tons auf die beiden gekuppelten Achsen kommen, über diesen sind Balancierfedern angebracht.

Die Tender-Maschine Fig. 38. endlich ist von Herrn Engerth in Wien für die Semmeringbahn construiert. Die Wasserbehälter W liegen seitwärts des Langkessels auf den Fraims, der Raum für das Feuerungs-Material (hier Holz) ist C. Die ganze Maschine wiegt verproviantirt ca. 55 Tons, wovon als Adhäsionsgewicht ca. 37 Tons auf die 3 vorderen gekuppelten Räderpaare entfallen. Die hintern beiden Räderpaare befinden sich in einem besondern Radgestell, das in der Vertikalaxe aa um einen Bolzen drehbar ist. Hierdurch ist die Flantschbasis ungemein reducirt und die Maschine geeignet gemacht, sehr starke Bahncurven bis zu 600' Radius mit Sicherheit zu durchlaufen. Die Maschine hat Triebräder



von nur 3' 6" Durchmesser, Cylinder von 18" Durchmesser und 24" Kolbenhub mit auswendiger Steuerung, der Kessel hat 1400  $\square$  Heizfläche. Die Maschine ist ihres geringen Räderdurchmessers wegen nur zur Leistung geringer Geschwindigkeiten befähigt, zur Ausbeutung ihrer Zugkraft

Fig. 38.



mangelt ihr daher ohne Frage Adhäsionsgewicht, wesshalb die Bestrebungen des Constructeurs dahin gingen, die hinteren, im drehbaren Radgestell befindlichen Achsen mit den Triebrädern zu kuppeln, welches Problem indess bis-jetzt noch nicht für die Praxis genügend gelöst erscheint. Dahingegen muss die Art, wie das Radgestell zu dem Zwecke, um mit der Locomotive kleine Bahncurven sicher durch-fahren zu können, drehbar gemacht ist, als ein Triumph der Locomotiv-Mechanik betrachtet werden. Die Vorzüge gegen das sog. amerikanische System, wo die Vorderachsen in einem drehbaren Gestell lagern, sind unverkennbar.

Immer aber werden Locomotiven mit drehbaren Rad-gestellen, sei es, dass sie nach Art der Fig. 37. oder 38. construirt sind, nicht ohne Noth angewendet werden müssen, stets geben die Theile des damit zusammenhängenden Me-chanismus vielfache Gelegenheit zu Ausnutzungen und weit-greifenden Reparaturen, so dass man die Frage wohl zu erwägen hat, ob in vorliegenden Fällen schon die Nothwen-digkeit geboten ist, von der Construction der Locomotiven mit 3 festen Achsen abzugehen. Nach unserer Meinung wird



man sich erst für Bahnen mit Curven von weniger als 1000 Fuss Radius zu beweglichen Untergestellen zu entschliessen brauchen, und kann bis zu dieser Grenze mit einem kurzen Radstande und einer geringen Verschiebbarkeit der Mittelachse in ihren festen Achslagern auskommen.

Construktionen mit nur einer verstellbaren Vorderachse bei 3chsigen Maschinen und auch solche, wo ein Vorderrad auf der Vorderachse drehbar gemacht ist — welche beide in neuerer Zeit in Oesterreich zur Ausführung gekommen — gestatten eine leichte Beweglichkeit in scharfen Curven, doch scheint uns, dass die Erfahrung sie erst praktisch bewähren muss.

Eine zweckmässige Disposition für sehr kleine Bahn-curven trifft man noch durch die Wahl von 4rädri gen Locomotiven, deren 2 feste Achsen sich mit einem Radstande von 8—9 Fuss anordnen lassen. Eine solche Maschine darf indess der zulässigen Maximal-Lasten wegen nicht schwerer als 20—24 Tons ausfallen, woraus folgt, dass man schon für leichte Züge auf Bahnen mit Steigungen alle 4 Räder kupeln muss. Die Maschine giebt dann für grosse Geschwindigkeit wenig Sicherheit in Bezug auf Stabilität, ist aber sonst für langsamen Verkehr auf Gebirgsbahnen ein oft sehr geeignetes Material.



## Dritter Theil.

### Von der Kraftentwicklung der Locomotive und ihren Verhältnissen.

#### Erstes Kapitel.

#### Vom Train-Widerstande.

Versteht man unter „Train“ einen Eisenbahnzug, bestehend aus Locomotive, Tender und Wagen, so wird an eine Locomotive die Forderung gestellt, denselben mit einer gewissen Geschwindigkeit über die Bahn zu befördern.

Dieser Leistung bieten sich verschiedene Widerstände dar, welche bestehen:

1. aus der Reibung der Locomotive nebst Tender, herührend:
  - a. von ihrer Eigenschaft als Wagen,
  - b. von ihrer Eigenschaft als Maschine,
2. aus der Reibung der Eisenbahnwagen,
3. aus dem Luftwiderstande,
4. aus den Widerständen, welche mit der Unvollkommenheit der Bahn und der Fuhrwerke zusammenhängen,
5. aus dem Widerstande, welcher durch die Einwirkung der Schwerkraft beim Befahren von geneigten Ebenen herbeigeführt wird, und
6. aus dem Widerstande beim Befahren von Bahncurven.

Der Train-Widerstand componirt sich aus allen diesen Momenten auf die mannichfachste Weise, je nachdem die Verhältnisse, unter denen sich der Train auf der Bahn fortbewegt, hauptsächlich aber je nachdem das Betriebs-Material, aus dem der Train besteht, verschieden ist. Der numerische Werth des Train-Widerstandes pr. Ton Brutto-Gewicht muss daher eben so variabel sein, wie die einzelnen Einflüsse, und es ist schwierig, ja fast unmöglich, sie alle in



bestimmten, abgeschlossenen Formeln gehörig zu würdigen. In der That ist die Aufstellung solcher Formeln bis jetzt ein ungelöstes Problem, man hat sich für die Praxis mit Näherungswerthen zu begnügen, die für mittlere Verhältnisse indess ungleich brauchbarer sind, als jene es sein würden.

Die Reibung von Locomotive und Tender, diese als Wagen betrachtet, ist zunächst verschieden je nachdem das Verhältniss zwischen Achsen- und Räderdurchmesser, oder je nachdem die diesen Fuhrwerken entsprechende Achsen- und rollende Reibung verschieden ist. Der Durchmesser der Räder variirt zwischen 3 und 7 Fuss, der der Achsschenkel zwischen 5 und 7 Zoll, das Verhältniss mithin zwischen  $\frac{1}{6}$  bis  $\frac{1}{16}$ . Bei einigen Maschinen sind die Achsen in doppelten Achslagern gelagert, wie die gekröpften Triebachsen der inside Cylinder Maschinen, sie bedingen, weil die 4 Lager selten genau zum gleichen Tragen gebracht werden können, mehr Achsenreibung. Von grossem Einfluss noch ist das Material der Achslagerpfannen, die Härte der Achsschenkel und die mehr oder weniger vollkommene Schmierung.

Könnte man indess auch diese Reibung pr. Ton Eigengewicht durch constante Zahlen angeben, so ist es viel weniger möglich mit derjenigen Reibung der Locomotive, welche ihr Mechanismus bedingt. Hier ist die Reibung der Dampfschieber und Kolben, die Reibung des Steuerungs-Mechanismus je nach den verschiedenen Grössen- und Constructions-Verhältnissen der Locomotive so wie dem Dampfdruck verschieden, während sich ein anderer Theil der Reibung, welcher von dem Drucke herrührt, der durch die Kurbelstangen, und bei gekuppelten Maschinen auch der Kuppelstangen, auf die Achslager der Triebachsen übertragen wird, direkt nach der Ladung oder dem Traingewichte regelt und die sogenannte additionelle Reibung ausmacht. Zudem sind Länge der Pläulstange, Durchmesser der Kurbel- und Kuppelwarzen weitere Momente für die richtige Würdigung dieser Maschinen-Reibung.

Die Achsen- und rollende Reibung der Eisenbahnwagen ist nicht viel leichter mit Präcision zu bestimmen; das Verhältniss zwischen Achsen- und Räderdurchmesser ist nicht bei allen Eisenbahnwagen gleich, es beträgt zwar in der Regel  $\frac{1}{12}$ , indem man 3füssige Wagenräder mit 3zölligen Achsschenkeln als übliche Norm ansehen kann, doch finden sich mannichfache Abweichungen, die das Verhältniss zwischen  $\frac{1}{10}$  und  $\frac{1}{14}$  schwanken lassen. Noch grössere



Verschiedenheiten aber finden sich in der mehr oder weniger zweckmässigen Wahl des Materials zu den Achsbüchsen-Pfannen und in der Wahl des Schmiermaterials. Die Länge der Achsschenkel, ihre Härte etc. ist gleich wesentlich. Auch ist bislang meist angenommen, dass die Achsenreibung der Eisenbahnwagen, als solche bei grossen Geschwindigkeiten nur dieselbe sei, als bei kleinern, während dieses als Thatsache durchaus noch nicht constatirt ist, vielmehr die Praxis aus dem Umstande des häufigern Heisslaufens der Achsen bei hohen Geschwindigkeiten schliessen lässt, dass die Achsenreibung bei grösseren Geschwindigkeiten auch grösser sein muss; dasselbe dürfte für die Wagen- und Maschinenreibung der Locomotive gelten.

Der Luftwiderstand des Zuges wächst nach den bekannten Gesetzen der Mechanik zwar mit dem Quadrate der Geschwindigkeit und der Grösse der sich darbietenden Flächen, doch ist seine Bestimmung durch eine mit einem allgemein gültigen Coefficienten ausgerüstete Formel schon für die unbewegte Luft eine höchst schwierige, weil die Formen der Locomotiven und Wagen, ihre Flächengrössen gegen ihren cubischen Inhalt und ihr Gewicht so sehr verschieden sind. Berücksichtigt man aber, dass die Luft selten unbewegt ist, dass die Züge meist mit Wind, namentlich Seitenwind, zu kämpfen haben, welcher die Fuhrwerke oft auf einer sehr ausgedehnten und durch Zwischenräume unterbrochenen Fläche trifft, der namentlich die Flantschen der Räder gegen den gegenüberliegenden Schienenstrang antreibt und dadurch eine oft grosse Reibung erzeugt, so wird fast jede Rechnung über diesen Widerstandsbetrag illusorisch und nur Erfahrungs-Resultate können zu einem erspriesslichen Ziele führen.

Noch weniger Grundlage hat man für Aufstellung einer Berechnung derjenigen Widerstände, welche von der Unvollkommenheit der Bahn und der Fuhrwerke herrühren. Sie entstehen meist aus Stössen und Schwankungen der Fuhrwerke, die durch Unebenheiten in der Bahn, durch die Stossfugen der Schienen, unrunde Räder, ausgeschlagene Achslager verursacht und durch die Tragfedern nicht genügend ausgeglichen werden. Liegt dabei der Schwerpunkt der Fuhrwerke sehr hoch, so dass sie durch die Stösse in bedeutende Schwankungen gerathen, so werden dadurch sowohl extra Seitenreibungen an den Brüstungen der Achsschenkel, als auch durch die Radflantsche in der Bahn veranlasst. Diese Widerstände, von den Stössen der Fuhrwerke in sich und in der Bahn herrührend, wachsen am wahr-



scheinlichsten mit dem Quadrate der Geschwindigkeit, müssen aber auf Bahnen von grösserem Spurmaass kleiner ausfallen und sich eben so mit der Ausdehnung des Radstandes der Fuhrwerke und der niedrigeren Höhenlage ihres Schwerpunktes verringern.

Der Widerstand, welchen die Schwerkraft den geneigte Ebenen befahrenden Zügen entgegensetzt, ist der einzige genau bestimmbare.

Auf den Widerstand beim Befahren der Bahncurven influirt der Curven-Radius, die Länge der Züge, der Radstand der Fuhrwerke, die Bahnerweiterung, die Bahnüberhöhung und gewiss auch die Geschwindigkeit, Momente, die sich zusammen wiederum sehr schwierig in einer allgemeinen Regel in Zahlen ausdrücken lassen.

Im Ganzen muss man zugeben, dass die Widerstände, welche sich der Bewegung des Trains entgegensetzen, zweierlei Art sind: constante und variable, und dass die variablen Widerstände gleiches Betriebsmaterial und Witterungsverhältnisse vorausgesetzt, mit dem Quadrate der Geschwindigkeit wachsen. Obgleich der Theil der Widerstände, welcher von den unter 3 und 4 genannten Ursachen herrührt, mit von dem cubischen Inhalt und der Form der Fuhrwerke abhängt, wird man doch am Richtigsten und Einfachsten verfahren, auch diese nur auf das Gewicht zu beziehen, und die Abweichungen in der Constanten zu berücksichtigen.

Der geeignetste Weg, den Trainwiderstand zu bestimmen, ist seine Berechnung aus der durch den Dampf in den Cylindern der Locomotive vollbrachten Arbeit, wozu das Mittel durch den Seite 39 Fig. 11. und 12. beschriebenen Indicator-Apparat gegeben ist. Der Verfasser hat mit diesem Apparat einige Reihen von Versuchen über den gesammten Trainwiderstand sowohl, als den Widerstand der Maschine allein gemacht, und ausserdem aus Versuchen anderer Art den für Wagen allein entfallenden Widerstand ermittelt.

In der nachfolgenden Tabelle XII. ist ein Theil dieser Versuche niedergelegt, aus denen dann weitere Schlüsse auf die Grösse des eigentlichen Trainwiderstandes gezogen werden sollen. Die Tabelle giebt die Versuchsergebnisse, wie sie durch Dampf-Diagramme und mit Beobachtung der Geschwindigkeit von den Maschinen Nr. 100., 103. und 106. gewonnen wurden, als sie beladene Kieswagenzüge auf Bahnstrecken von verschiedenen Steigungen und Curven zogen:



## Tabelle

| Laufende Nummer | Bezeichnung<br>und<br>Beschreibung<br>der<br>Locomotive | Brutto-Gewicht des Trains<br>incl. Maschine und Tender<br>in Tons | Geschwindigkeit in geo-<br>graph. Meilen pr. Stunde |
|-----------------|---------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------|
| 1               | Maschine Nr. 100.                                       | 190                                                               | 2,6                                                 |
| 2               | 15" Cylinder-Durchmesser,                               | 190                                                               | 2,6                                                 |
| 3               | 24" Hub,                                                | 190                                                               | 2,6                                                 |
| 4               | 5' Trieb-rad-Durchmesser,                               | 112                                                               | 2,5                                                 |
| 5               | 6räderig,                                               | 112                                                               | 2,5                                                 |
| 6               | 4 Räder gekuppelt,                                      | 112                                                               | 2,5                                                 |
| 7               | 6räderiger Tender,                                      | 112                                                               | 2,5                                                 |
| 8               | Gewicht der Maschine mit<br>Tender = 35 Tons.           | 112                                                               | 2,5                                                 |
| 9               |                                                         | 85                                                                | 4,5                                                 |
| 10              |                                                         | 85                                                                | 4,5                                                 |
| 11              |                                                         | 85                                                                | 4,5                                                 |
| 12              | Maschine Nr. 103.                                       | 200                                                               | 2,5                                                 |
| 13              | 19" Cylinder-Durchmesser,                               | 200                                                               | 2,5                                                 |
| 14              | 27" Cylinder-Hub,                                       | 200                                                               | 2,5                                                 |
| 15              | 4'6" Trieb-rad-Durchmesser,                             | 200                                                               | 2,5                                                 |
|                 | 6räderig, alle 6 Räder ge-<br>kuppelt,                  |                                                                   |                                                     |
|                 | 6räderiger Tender,                                      |                                                                   |                                                     |
|                 | Gew.incl.Tender=45 Tons.                                |                                                                   |                                                     |
| 16              | Maschine Nr. 106.                                       | 200                                                               | 2,8                                                 |
| 17              | wie Nr. 103., nur mit breite-                           | 200                                                               | 2,8                                                 |
| 18              | ren Dampfschiebern.                                     | 200                                                               | 2,8                                                 |
| 19              |                                                         | 200                                                               | 2,8                                                 |



## XII.

| Beschreibung<br>der<br>Bahn |                              | Aus den Diagrammen                                          |                                                                                       | Train - Widerstand<br>in Pfdn. pr. Ton<br>des Total-Traingewichts |                                  |                                    |
|-----------------------------|------------------------------|-------------------------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------|----------------------------------|------------------------------------|
| Steigung                    | Curven - Radius<br>in Fussen | Effektive mittlere<br>Pressung in den Cy-<br>lindern pr. □" | Mechanische Arbeit<br>des Dampfes in Pfer-<br>dekräften zu 33000<br>Fusspfd. pr. Min. | aus der Beobach-<br>tung                                          | Betrag für die<br>geneigte Ebene | Betrag für die<br>horizontale Bahn |
| horiz.                      | gerade                       | 20,8                                                        | 58,6                                                                                  | 9,8                                                               | —                                | 9,8                                |
| „                           | 2500                         | 21,5                                                        | 65,3                                                                                  | 10,2                                                              | —                                | 10,2                               |
| $\frac{1}{320}$             | gerade                       | 35,2                                                        | 91,6                                                                                  | 16,7                                                              | 7,0                              | 9,7                                |
| horiz.                      | gerade                       | 14,5                                                        | 41,1                                                                                  | 11,5                                                              | —                                | 11,5                               |
| $\frac{1}{105}$             | „                            | 40,2                                                        | 110,8                                                                                 | 32,3                                                              | 21,3                             | 11,0                               |
| $\frac{1}{70}$              | „                            | 53,0                                                        | 146,2                                                                                 | 42,6                                                              | 32,0                             | 10,6                               |
| $\frac{1}{70}$              | 1500                         | 55,5                                                        | 153,0                                                                                 | 44,6                                                              | 32,0                             | 12,6                               |
| $\frac{1}{64}$              | gerade                       | 56,8                                                        | 156,6                                                                                 | 45,6                                                              | 35,0                             | 10,6                               |
| horiz.                      | gerade                       | 12,6                                                        | 57,5                                                                                  | 13,3                                                              | —                                | 13,3                               |
| $\frac{1}{70}$              | 1500                         | 43,8                                                        | 218,2                                                                                 | 46,2                                                              | 32,0                             | 14,2                               |
| $\frac{1}{64}$              | gerade                       | 45,8                                                        | 228,8                                                                                 | 48,4                                                              | 35,0                             | 13,2                               |
| horiz.                      | gerade                       | 17,0                                                        | 93,3                                                                                  | 15,3                                                              | —                                | 15,3                               |
| $\frac{1}{70}$              | „                            | 50,2                                                        | 275,7                                                                                 | 45,2                                                              | 32,0                             | 13,2                               |
| $\frac{1}{70}$              | 1500                         | 51,8                                                        | 284,2                                                                                 | 46,6                                                              | 32,0                             | 14,6                               |
| $\frac{1}{64}$              | gerade                       | 53,4                                                        | 292,8                                                                                 | 48,0                                                              | 35,0                             | 13,1                               |
| horiz.                      | gerade                       | 19,0                                                        | 116,2                                                                                 | 17,1                                                              | —                                | 17,1                               |
| $\frac{1}{70}$              | „                            | 51,0                                                        | 312,1                                                                                 | 45,9                                                              | 32,0                             | 13,9                               |
| $\frac{1}{70}$              | 1500                         | 53,5                                                        | 320,2                                                                                 | 47,1                                                              | 32,0                             | 15,1                               |
| $\frac{1}{64}$              | gerade                       | 55,0                                                        | 336,6                                                                                 | 49,5                                                              | 35,0                             | 14,5                               |



Vergleicht man die Resultate der letzten Columne, so findet sich allerdings eine grosse Verschiedenheit in dem Maasse des Trainwiderstandes pr. Ton des Gesamt-Traingewichts gerechnet, es variirt dasselbe mit verschiedenen Ladungen und für verschiedene Locomotiven, trotzdem aber findet sich, dass es in Bezug auf die Geschwindigkeit einer bestimmten Gesetzmässigkeit unterworfen ist, so zwar, dass wenn man die Versuche ausnimmt, welche sich auf Bahncurven beziehen, der Trainwiderstand pr. Ton in Pfunden genommen für horizontale Bahn eine constante Zahl beträgt, die um die Grösse  $0,15 V^2$  mit der Geschwindigkeit  $V$  (in geographischen Meilen pr. Stunde) wächst.

Die constante Zahl wächst dann von 9 bis 12 Pfd., je nachdem das Verhältniss zwischen dem Widerstande der Ladung und dem Widerstande, welchen die Maschine allein giebt, ein ungünstigeres wird. Es ist indess zu berücksichtigen, dass diese Versuche sich auf Kieswagen beziehen, die selten in so gutem Stande erhalten werden und von so guter Construction sind, als andere Eisenbahnwagen. Es geht aus weiter unten mitgetheilten Versuchen und aus Versuchen die Mr. D. Gooch und K. Clark auf englischen Bahnen angestellt haben, hervor, dass man die constante Zahl des Total-Trainwiderstandes als zwischen 8 und 10 Pfd. pr. Ton für gute Personen- und Güterwagen liegend betrachten kann, je nachdem für verschiedene Maschinen die von ihnen beförderte Last wechselt.

Für die Praxis wird man daher als constanten Widerstand für gute Eisenbahnwagen auf guter horizontaler und gerader Bahn 9 Pfd. pr. Ton annehmen können und hat dann, wenn  $V$  die Geschwindigkeit des Zuges in geographischen Meilen pr. Stunde bezeichnet, für den Trainwiderstand die Formel

$$(9 + 0,15 V^2) \text{ Pfd. pr. Ton Bruttogewicht} \quad (12)$$

welcher Widerstand bis um 50% wachsen kann, wenn es sich um schlecht construirte und unterhaltene Bahn und Fuhrwerke handelt, während er, wenn noch vermehrter Luftwiderstand bei heftigem Seitenwinde hinzukommt, wohl um 80% und noch mehr, grösser ausfallen kann.

Die Tabelle XII. giebt auch Anleitung, in welchem Verhältniss der Trainwiderstand in Bahncurven wächst, obgleich, wie schon früher gesagt, manche Umstände dabei influiren (wie Länge der Züge, Radstand, Bahnüberhöhung, Geschwindigkeit etc.), deren Einwirkung bei vereinzeltten Versuchen nicht hervortreten kann. Es folgt indess aus den vorliegenden



Versuchen, dass bei einer Bahncurve von 1500 Fuss Radius auf horizontaler Bahn der Trainwiderstand ca. 10<sup>0</sup>/<sub>0</sub> grösser ist, als auf gerader Bahn. Nach Versuchen von Mr. Clark beträgt der Zuwachs bei 1000 Fuss Curvenradius 20<sup>0</sup>/<sub>0</sub>, und wird man für 1200 Fuss Radius 15<sup>0</sup>/<sub>0</sub> setzen können. Würde es sich daher darum handeln, bei Anlage einer Gebirgsbahn, in der scharfe Curven nicht vermieden werden können, in diesen gleichen Trainwiderstand mit der ansteigenden Bahn herzustellen, so muss man die Bahn in den Curven flacher legen als in den geraden Strecken; in welchem Verhältniss solches geschehen muss, wird aus der weiter unten gegebenen Formel (16) leicht erhellen.

Die Formel (12) drückt den gesammten Trainwiderstand pr. Ton Totalgewicht des Zuges aus, derselbe componirt sich indess aus dem Widerstande der Maschine mit Tender und aus dem Widerstande, welchen die Eisenbahnwagen für sich genommen geben. Zieht die Locomotive einen Wagenzug, so kommt ausserdem durch die vermehrte Reibung in den Triebachs-, Pläul- und Kuppelstangen-Lagern die sog. additionelle Reibung hinzu, welche in der Formel (12) ebenfalls mit enthalten ist.

Aus Versuchen, die ganz auf dieselbe Weise wie es die Tabelle XII. zeigt, mit Maschine und Tender allein (d. h. als sie sich auf der Bahn mit Dampf bewegten ohne einen Zug zu ziehen) angestellt wurden, geht hervor, dass der Widerstand der Maschine Nr. 100. sich durch die Formel

$(16 + 0,5 V^2)$  Pfd. pr. Ton vom Gewichte der Maschine mit Tender, und für die Locomotive Nr. 106. durch die Formel:

$(24 + 0,5 V^2)$  Pfd. pr. Ton ausdrücken lässt, und aus andern Versuchen durch Herablaufenlassen dieser Maschinen von geneigten Ebenen, dass in jedem Falle der Widerstand um 4 Pfd. pr. Ton geringer ist, wenn die Maschine sich ganz ohne Dampf auf der Bahn bewegt, so dass die Reibung von 4 Pfd. pr. Ton des Eigengewichts der Einwirkung des Dampfes auf Schieber, Kolben etc. zuzuschreiben ist.

Erinnert man sich, dass die Maschine Nr. 100. eine solche mit 4 gekuppelten Rädern ist, während Nr. 106. 6 gekuppelte Räder hat, so wird man nicht sehr fehl gehen, wenn man für Locomotiven mit nur einer Triebachse die constante Zahl des Ausdrucks zu 12 annimmt und man hat dann für den Widerstand, welchen aktive Maschinen mit Tendern pr. Ton ihres Eigengewichts geben, folgende Ausdrücke bez. für Locomotiven mit 1, 2 und 3 Triebachsen:



$$\left. \begin{array}{l} (12 + 0,5 V^2) \text{ Pfd.} \\ (16 + 0,5 V^2) \text{ Pfd.} \\ (24 + 0,5 V^2) \text{ Pfd.} \end{array} \right\} \quad (13)$$

Es muss hier bemerkt werden, dass die Tender-Locomotive Nr. 148. mit 3 gekuppelten Triebachsen bei einem Versuch auf der geneigten Ebene von 1 : 105 leer herablaufend mit derselben Geschwindigkeit in den Beharrungszustand kam, als die Maschine Nr. 100. mit nur 2 gekuppelten Triebachsen, aber mit besonderem Tender; es folgt hieraus, dass in Bezug auf ihren Eigenwiderstand Tender-Locomotiven günstiger sind.

Was den Widerstand betrifft, welchen Eisenbahnwagen für sich genommen darbieten, so sind auch hierüber mannichfache Versuche angestellt. Nachdem sich Dynamometer-Versuche wegen der stossweisen Wirkung zwischen den Eisenbahnwagen und wegen der damit zusammenhängenden ungenauen Ablesung als vollkommen unpraktisch erwiesen hatten, benutzte der Verfasser zur Ermittlung des Widerstandes allein laufender Wagen und Wagenzüge eine in dem Gefälle von 1 : 105 liegende Bahnstrecke.

Bergauf wurden die Wagen mit einer gewissen Geschwindigkeit in Bewegung gebracht und dann der Weg gemessen, den sie bis zum Stillstand durchliefen.

Bergab setzten die Wagen sich aus der Ruhe selbstthätig in Bewegung und es wurden nach Durchlaufung verschiedener Wege die Endgeschwindigkeiten gemessen.

Bezeichnet dann

$p$  = den Widerstand pr. Ton (= 2240 Pfd.) in engl. Pfd. genommen.

$v$  = die Anfangs- und Endgeschwindigkeit in Fussen pr. Sec.

$w$  = den bis zur Consumtion der Anfangsgeschwindigkeit, resp. den bis zur Erlangung der Endgeschwindigkeit, durchlaufenen Weg in Fussen.

$g$  = die Accelleration der Schwerkraft = 32 Fuss engl., so hat man für das Bergauflaufen auf der Steigung  $1/105$  die Formel

$$pw = \frac{v^2}{2g} \cdot 2240 - \frac{w}{105} \cdot 2240$$

$$p = 35 \left( \frac{v^2}{w} - 0,61 \right) \text{ Pfd. pr. Ton}$$

und für das Hinablaufen auf derselben Ebene die Formel



$$p w = \frac{w}{105} \cdot 2240 - \frac{v^2}{2g} \cdot 2240$$

$$p = 35 \left( 0,61 - \frac{v^2}{w} \right) \text{ Pfd. pr. Ton}$$

Nach diesen Formeln sind aus einer grossen Anzahl von Versuchen für verschiedene bedeckte und offene Personen- und Güterwagen mit 2, 3 und 4 Achsen, die sämtlich in guten Federn hingen und auf guter Oelschmiere liefen, bei günstiger, windstiller Witterung die Bewegungs-Widerstände abgeleitet und hat sich als Resultat dieser Beobachtungen gefunden, dass man den Widerstand pr. Ton in Pfdn., im Durchschnitt für horizontale gerade Bahn der Formel unterordnen kann:

$$(7 + 0,1 V^2) \text{ Pfd. pr. Ton} \quad (14)$$

wo V wiederum die Geschwindigkeit in geogr. Meilen pr. Stunde bezeichnet. Für weniger gute Wagen, wie die oben zu Versuchen gewählten Kieswagen, wird die Zahl 7 zu 8, woraus sich die dort gemachte Annahme motivirt.

Ist demnach

P = das Gewicht der Locomotive mit Tender in Tons,

Q = das Gewicht des Wagenzugs in Tons,

so setzt sich der Trainwiderstand mit Ausnahme der additiven Reibung der Maschine auch durch die Ausdrücke (13) und (14) zusammen, nämlich aus (13) den mittleren Werth genommen:

$$= P (16 + 0,5 V^2) + Q (7 + 0,1 V^2) \text{ Pfd. pr. Ton von } (P + Q),$$

aus welchem Ausdruck es ersichtlich ist, dass der durch die Formel (12) gegebene Trainwiderstand immer einiger Veränderung unterworfen sein wird, weil das Eigengewicht der Maschine P mit dem Gewichte des Wagenzuges Q niemals für verschiedene Fälle in constantem Verhältniss steht.

Trotzdem ist für die Praxis behuf Auffindung der einer Maschine beizulegenden Zugkraft der Ausdruck (12) der geeignetste und fügt man ihm noch den Einfluss hinzu, welchen die geneigten Ebenen einer Bahn bedingen, der sich, wenn  $\frac{1}{e}$  das Steigungs-Verhältniss der Bahn bezeichnet, sehr einfach durch die Formel

$$(P + Q) \cdot \frac{2240}{e} \quad (15)$$

findet, so ist der gesammte Trainwiderstand eines Eisenbahnzuges auf guter gerader Bahn von beliebiger Steigung



$$R = (P + Q) \left\{ 9 + 0,15 V^2 \pm \frac{2240}{e} \right\} \text{ Pfd.} \quad (16)$$

wobei gute Fahrzeuge und günstige Witterungsverhältnisse vorausgesetzt sind.

Liegen scharfe Curven in der Bahn, so hat man den Werth  $(9 + 0,15 V^2)$  angemessen (um 20<sup>0</sup>/<sub>0</sub> z. B. für Radien von 1000 Fuss) zu vergrössern, wodurch sich in einem gegebenen Falle dann auch leicht die Seite 139 angeregte Frage erledigen lässt, um wie viel eine Curve flacher zu legen ist, als eine angrenzende Steigung, wenn in beiden Fällen derselbe Train Widerstand resultiren soll.

Nennt man  $\frac{1}{e_1}$  das Steigungsverhältniss der Curve, für die man z. B. 20<sup>0</sup>/<sub>0</sub> Extra-Widerstand annimmt, so hat man:

$$\left\{ 9 + 0,15 V^2 + \frac{2240}{e} \right\} = \left\{ 9 + 0,15 V^2 + \frac{2240}{e_1} \right\} 1, 2$$

woraus sich  $e_1$  und damit  $\frac{1}{e_1}$  sofort ergibt.

Folgende Tabelle XIII. ergibt den Trainwiderstand pr. Ton Brutto-Gewicht von Maschine, Tender und Wagenzug für gerade Bahn bei verschiedenen Geschwindigkeiten und Steigungsverhältnissen.

Tabelle XIII.

| Geneigte Ebenen von | Geschwindigkeit in geogr. Meilen pr. Stunde |      |      |      |      |      |
|---------------------|---------------------------------------------|------|------|------|------|------|
|                     | 2                                           | 4    | 6    | 8    | 10   | 12   |
|                     | Widerstand pr. Ton in Pfdn.                 |      |      |      |      |      |
| horizontal          | 9,6                                         | 10,4 | 14,4 | 18,8 | 24,0 | 30,6 |
| 1 : 1000            | 11,8                                        | 12,6 | 16,6 | 21,0 | 26,2 | 32,8 |
| 1 : 500             | 14,0                                        | 14,8 | 18,8 | 23,2 | 28,4 | 35,0 |
| 1 : 300             | 17,0                                        | 17,8 | 21,8 | 26,2 | 31,4 | 38,0 |
| 1 : 200             | 20,8                                        | 21,6 | 25,6 | 30,0 | 35,2 | 41,8 |
| 1 : 100             | 32,0                                        | 32,8 | 36,8 | 41,2 | 46,4 | 53,0 |
| 1 : 80              | 37,6                                        | 38,4 | 42,4 | 46,8 | 52,0 | 58,6 |
| 1 : 60              | 46,9                                        | 47,7 | 51,7 | 56,1 | 61,3 | —    |
| 1 : 40              | 64,6                                        | 66,4 | 70,4 | —    | —    | —    |

Für bestimmte Fälle wird man in diese nur zur Uebersicht dienende Tabelle nach Formel (16) leicht bezügliche Zahlen einschalten können.



## Zweites Kapitel.

## Von der Adhäsion.

Die Adhäsion der Locomotive, d. h. die Grösse des Widerstandes, welchen ihre Triebräder auf den Schienen erzeugen, indem sie durch den Mechanismus der Maschine umgedreht und vermöge des auf ihnen lastenden Gewichts gegen die Schienen gepresst werden, muss mit dem Gesamt-Trainwiderstande im Einklange stehen und mindestens nicht kleiner sein, als dieser, wenn die Locomotive eine bestimmte Ladung mit einer gewissen Geschwindigkeit befördern soll. Im andern Falle würden die Triebräder sich umdrehen, ohne die entsprechende fortschreitende Bewegung dem ganzen Eisenbahnzuge zu ertheilen, sie würden auf den Schienen gleiten.

Die Adhäsion entspricht also dem Betrage der gleitenden Reibung von Schmiedeeisen auf Schmiedeeisen und kann für trockene Schienen bei guten Witterungsverhältnissen bis zu  $\frac{1}{6}$  von dem auf den Triebrädern ruhenden Gewichte betragen, während ihr Betrag für nasse und schlüpfrige Schienen bis zu  $\frac{1}{12}$  von diesem Gewichte abnimmt und bei Glatteis und wenn auf den Schienen Fett haftet, wohl bis zu  $\frac{1}{20}$  des Belastungsgewichts herabsinkt.

Für mittlere Witterungsverhältnisse kann man  $\frac{1}{9}$  des auf den Triebrädern ruhenden Gewichts als Adhäsion annehmen, so dass für jede Tonne Belastungsgewicht 248 Pfd. Adhäsion resultirt, womit wiederum 248 Pfd. Trainwiderstand überwunden werden kann. Man kann daher nach der Formel

$$\frac{(P + Q)}{248} \left\{ 9 + 0,15 V^2 + \frac{2240}{e} \right\} \text{Tons} \quad (17)$$

die Anzahl Tons berechnen, womit die Triebräder der Locomotive zu belasten sind, wenn sie einen bestimmten Zug unter gegebenen Verhältnissen soll befördern können.

Manche Constructeure nehmen  $\frac{1}{8}$  vom Belastungsgewicht der Triebräder als Adhäsion an oder 280 Pfd. pr. Ton, es sind dann aber in vielen selbst gewöhnlichen Fällen Sandstreu-Vorrichtungen u. dergl. nicht zu entbehren, um bei schweren oder sehr schnellen Zügen das Gleiten der Triebräder zu verhindern.

Man sieht leicht, dass das für Locomotiven erforderliche Adhäsionsgewicht je nach ihren verschiedenen Zwecken sehr verschieden ausfallen kann. Es wird die Formel (17)



hierzu stets vollgültige Anleitung geben, und sich mit ihrer Hülfe die Frage erledigen lassen, wie viel bestimmte Locomotiven ihrer Adhäsion wegen ziehen können und umgekehrt, ob man für einen vorbezeichneten Zweck Locomotiven mit 1, 2 oder 3 Triebachsen zu versehen hat. So kann man z. B. (nach Anleitung der Tabelle XIII.) bei einem Adhäsionsgewicht von 10 Tons, das sich sehr wohl für eine einfache Triebachse herstellen lässt, auf horizontaler Bahn mit 6 Meilen Geschwindigkeit ein Traingewicht von 180 Tons befördern. Wollte man dasselbe Traingewicht von 180 Tons mit nur 4 Meilen Geschwindigkeit über die Steigung 1 : 100 befördern, so würde dazu ein Adhäsionsgewicht von ca. 23 Tons erforderlich sein, das sich schon nicht anders als mit 2 gekuppelten Achsen schaffen lässt. Und wollte man dasselbe Traingewicht von 180 Tons mit nur 2 Meilen Geschwindigkeit über eine Steigung von 1 : 60 befördern, so würde dazu ein Adhäsions-Gewicht von ca. 34 Tons erforderlich werden, wozu schon 3 gekuppelte Achsen vorhanden sein müssen.

Diese Andeutungen werden genügen, um das früher über die Konstruktion des Wagens der Locomotive Gesagte weiter zu motiviren.

### Drittes Kapitel.

#### Von der Zugkraft der Locomotive.

Mit dem Trainwiderstande muss ausser der Adhäsion noch die Zugkraft der Maschine im Einklange stehen, d. h. die Pressung des Dampfes auf die Kolben reducirt durch die Krummzapfen und die Räder zu der gleichen Pressung auf die Schienen.

Die Zugkraft einer Maschine findet demnach ihre Elemente in der effektiven mittleren Dampfpressung in den Cylindern und damit in der Kesselpressung, in der Grösse der Cylinder, d. i. ihrer Kolbenfläche und Hublänge, in dem Durchmesser der Triebräder und ist, da ihr ganzer Betrag mit der Grösse  $R$  aus Formel (16) oder dem Trainwiderstande gleich sein muss, im Wesentlichen von der Ladung abhängig. Die Geschwindigkeit, mit der die Ladung befördert werden soll, ist für die Zugkraft der Maschine ein mehr untergeordneter Faktor, welcher mit den Verhältnissen des Mechanismus nur indirekt dadurch im Zusammenhange



steht, dass eine grössere Geschwindigkeit auch einen grössern Trainwiderstand bedingt.

Bezeichnet demnach:

$d$  = den Kolbendurchmesser,

$l$  = die Hublänge der Kolben,

$D$  = den Triebraddurchmesser, alles in Zollen,

$p_1$  = den nach Formel (2) aus der Kesselpressung  $p$  zu findenden effektiven mittleren Dampfdruck im Cylinder in Pfdn. pr.  $\square''$ ,

so ist die Zugkraft der Maschine

$$Z = \frac{\frac{d^2 \pi}{4} \cdot 4 \cdot l \cdot p_1}{D \cdot \pi} = \frac{d^2 \cdot l \cdot p_1}{D} \quad (18)$$

Jede Locomotive muss mindestens so viel Zugkraft entwickeln können, dass sie dem grössten von ihr zu überwindenden Trainwiderstande gleichkommt. In der Praxis thut man wohl,  $Z > R$  zu nehmen und erreicht das auf die rationellste Weise, wenn man zur Bestimmung der Dimensionen des Bewegungs-Mechanismus keine zu grosse Dampf-Admission voraussetzt, so dass  $p_1$  noch etwas unter seinem muthmaasslichen Durchschnittswerthe beim Gebrauch der Maschine bleibt. Legt man der Berechnung indess den grössten zu überwindenden Trainwiderstand  $R$  unter, so wird man stets auskommen, wenn man  $p_1$  für 50% Dampf-Admission aus der Kesselpressung bestimmt. Eine so bemessene Locomotive wird dann fähig sein, mit Benutzung einer grössern Dampf-Admission die Acceleration des Terrains bis auf seine Normal-Geschwindigkeit rasch zu bewerkstelligen, während zur Ueberwindung des später constant werdenden Trainwiderstandes die Cylinder gross genug sind, um den Dampf mit grösserer Expansion darin arbeiten zu lassen. Da bis zu der Normal-Geschwindigkeit der Trainwiderstand nach Tabelle XIII. ausserdem kleiner ist, so ist dann für das Anziehen des Zuges um so mehr überschüssige Zugkraft disponibel.

Folgende Tabelle XIV. giebt die Zugkraft verschiedener Locomotiven bei verschiedenen Dimensionen und Dampf-Admissionen für die constante Kesselpressung von 90 Pfd. pr.  $\square''$ . Der Triebraddurchmesser ist in der Tabelle zu 48 Zoll angenommen, für andere Durchmesser sind die Zahlen der Tabelle mit der Verhältnisszahl  $\frac{48}{D}$  zu multipliciren. Eben so sind die Zahlen für andere Kesselpres-



sungen als 90 Pfd. pr. □" mit der Verhältnisszahl  $\frac{p}{90}$  zu multipliciren.

Tabelle XIV.

| Dimensionen in Zollen<br>engl. |     |                                    | Admissionen in pro Centen des Kolbenhubs                                |      |      |      |      |       |
|--------------------------------|-----|------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|------|------|------|------|-------|
| Cylinder-                      |     | Trieb-<br>rad-<br>Durch-<br>messer | 20                                                                      | 30   | 40   | 50   | 60   | 70    |
| Durch-<br>messer               | Hub |                                    | Zugkraft auf den Schienen in Pfdn. bei 90 Pfd.<br>pr. □" Kesselpressung |      |      |      |      |       |
| 13                             | 18  | 48                                 | 1439                                                                    | 2072 | 2611 | 3086 | 3511 | 3904  |
|                                | 20  | "                                  | 1602                                                                    | 2303 | 2901 | 3430 | 3901 | 4338  |
|                                | 22  | "                                  | 1758                                                                    | 2533 | 3191 | 3773 | 4291 | 4782  |
| 14                             | 20  | "                                  | 1854                                                                    | 2677 | 3365 | 3977 | 4524 | 5031  |
|                                | 22  | "                                  | 2093                                                                    | 2937 | 3701 | 4375 | 4977 | 5534  |
|                                | 24  | "                                  | 2224                                                                    | 3204 | 4038 | 4772 | 5429 | 6027  |
| 15                             | 20  | "                                  | 2128                                                                    | 3066 | 3862 | 4566 | 5193 | 5775  |
|                                | 22  | "                                  | 2340                                                                    | 3372 | 4249 | 5022 | 5713 | 6352  |
|                                | 24  | "                                  | 2554                                                                    | 3679 | 4635 | 5478 | 6232 | 6930  |
| 16                             | 20  | "                                  | 2422                                                                    | 3488 | 4394 | 5195 | 5910 | 6586  |
|                                | 22  | "                                  | 2657                                                                    | 3837 | 4834 | 5714 | 6500 | 7230  |
|                                | 24  | "                                  | 2906                                                                    | 4186 | 5273 | 6234 | 7091 | 7885  |
| 17                             | 20  | "                                  | 2734                                                                    | 3938 | 4961 | 5865 | 6672 | 7417  |
|                                | 22  | "                                  | 3007                                                                    | 4332 | 5469 | 6451 | 7338 | 8160  |
|                                | 24  | "                                  | 3280                                                                    | 4725 | 5953 | 7038 | 8005 | 8902  |
| 18                             | 22  | "                                  | 3371                                                                    | 4857 | 6118 | 7232 | 8227 | 9184  |
|                                | 24  | "                                  | 3677                                                                    | 5297 | 6675 | 7890 | 8975 | 9980  |
|                                | 26  | "                                  | 3934                                                                    | 5739 | 7230 | 8547 | 9723 | 10812 |

Hiernach berechnet, würde z. B. eine Locomotive von 18" Cylinder-Durchmesser bei 24" Kolbenhub, 100 Pfd. Kesselpressung, 4'6" Triebraddurchmesser und 50% Dampf-Admission  $7890 \cdot \frac{48}{54} \cdot \frac{100}{90} = 7768$  Pfd. Zugkraft ausüben und somit nach Tabelle XIII. über eine Steigung von 1 : 100 mit 4 Meilen Geschwindigkeit pr. Stunde  $\frac{7768}{32,8} = 236$  Tons Brutto Traingewicht befördern können, was wiederum ein Adhäsionsgewicht auf den Triebrädern der Locomotive von  $\frac{7768}{248} = 31,3$  Tons voraussetzt, welches nur durch 3 gekuppelte Achsen geschaffen werden kann. Wäre die gedachte Locomotive eine 6rädriige Tender-Locomotive von ca. 31 Tons Brutto-Gewicht, so würde sie einen Wagenzug von ca. 205 Tons Brutto, andernfalls, wenn sie beim Eigengewicht



von 31 Tons mit einem besondern Tender von ca. 15 Tons ausgerüstet ist, nur einen Wagenzug von ca. 190 Tons Brutto-Gewicht befördern können.

Damit aber eine Locomotive Leistungen auf Eisenbahnen beschafft, die sich immer aus fortgeschaffter Last und Geschwindigkeit componiren, ist es nicht blos erforderlich, dass sie mit einer dem Trainwiderstande und der Adhäsion angemessenen Zugkraft ausgerüstet ist, sondern sie muss auch zur Vollbringung der aus jener Leistung resultirenden mechanischen Arbeit befähigt sein. In welcher Weise solches zu geschehen hat, soll im nächsten Kapitel zusammengefasst werden, welches dann auch von den Verhältnissen handelt, die man Locomotiven zur Erreichung verschiedener Transportzwecke am Vortheilhaftesten giebt.

#### Viertes Kapitel.

##### Von der mechanischen Arbeit der Locomotiven und ihren allgemeinen Constructions-Verhältnissen.

Die mechanische Arbeit einer Locomotive ist das Produkt aus ihrer Zugkraft und ihrer Geschwindigkeit.

Die Zugkraft einer Locomotive kann, je nachdem die Ladung, Steigung und Geschwindigkeit variirt, dieselbe bleiben, sofern aus diesen Momenten nur derselbe Trainwiderstand resultirt, die mechanische Arbeit aber variirt immer mit der Geschwindigkeit. Wie aber mit der Geschwindigkeit der Dampfverbrauch wächst, so ist es die Funktion des Kessels, den durch die Cylinder der Maschine verbrauchten Dampf stets wieder zu ersetzen.

Die mechanische Arbeit einer Locomotive resultirt desshalb aus dem Dampfverbrauch und sie ist von den Dimensionen des Kessels, welche nach dem Maximum der Geschwindigkeit und dem Maximum der Zugkraft bemessen werden müssen, abhängig, wo dem Sinne nach für „Zugkraft“ auch „Trainwiderstand“, „Ladung“ substituirt werden kann.

Allgemein findet sich die mechanische Arbeit einer Locomotive durch den Ausdruck

$$Z \cdot V = R \cdot V$$

und in Pferdekraften pr. Minute ausgedrückt (da V in geogr.



Meilen genommen ist und 1 geogr. Meile = 24335 engl. Fuss hat):

$$N = \frac{Z \cdot V \cdot 405,6}{33000} \quad (19)$$

welche Grösse für die Leistung des Kessels maasgebend ist.

Die Dimensionen eines Locomotivkessels sind indess für das Maximum der von der Locomotive beanspruchten Leistung oder mechanischen Arbeit zu bestimmen, wird dieses Maximum durch  $N_1$  Pferdekkräfte ausgedrückt, so finden sich, wenn man wie früher durch  $a$  die Dampf-Admission in pro Centen des Kolbenlaufs ausdrückt, bei der man jene Leistung erwartet, folgende Relationen:

Die Quantität Wasser, welche der Locomotivkessel pr. Stunde zu verdampfen hat, findet sich nach Formel (2) zu:

$$W = (0,16 \cdot a + 18) N_1 \text{ Pfd.} \quad (20)$$

Die Quantität Coke, welche zu diesem Behuf pr. Stunde auf dem Rost zu verbrennen ist, findet sich nach Formel (4) zu:

$$K = \frac{(0,16 \cdot a + 18)}{9} \cdot N_1 \text{ Pfd.} \quad (21)$$

Die für den Kessel erforderliche Rostfläche findet sich nach Formel (5) zu:

$$F = \frac{(0,16 \cdot a + 18)}{900} \cdot N_1 \square \text{ Fuss} \quad (22)$$

Und endlich die erforderliche Heizfläche nach Formel (6) zu:

$$H = \frac{(0,16 \cdot a + 18)}{10} \cdot N_1 \square \text{ Fuss} \quad (23)$$

Die Heizfläche findet sich auch aus der Rostfläche durch Multiplication dieses Betrages mit 90, bei kurzen Kesseln resp. mit 80 und bei sehr langen Kesseln mit 100, wie solches im 2. Kapitel der 2. Abtheilung eines Weiteren auseinandergesetzt ist.

Folgende Tabelle XV. giebt die Grösse der Rostfläche der Locomotivkessel für verschiedene Zugkräfte und verschiedene Geschwindigkeiten, wenn man 50% Dampf-Admission voraussetzt.

Will man die Maximum-Leistung bei andern Dampf-Admissionen als 50% vom Kolbenhube erreichen, so findet



Tabelle XV.

| Zugkraft<br>in<br>Pfund | Geschwindigkeit<br>in geographischen Meilen pr. Stunde |      |      |      |      |      |
|-------------------------|--------------------------------------------------------|------|------|------|------|------|
|                         | 2                                                      | 4    | 6    | 8    | 10   | 12   |
|                         | Rostfläche in □ Fussen                                 |      |      |      |      |      |
| 2000                    | —                                                      | —    | 4,2  | 6,2  | 7,0  | 8,4  |
| 3000                    | —                                                      | 4,0  | 5,9  | 8,0  | 9,9  | 11,8 |
| 4000                    | —                                                      | 5,4  | 8,0  | 10,6 | 13,4 | 16,0 |
| 5000                    | 3,4                                                    | 6,8  | 10,2 | 13,5 | 17,0 | 20,0 |
| 6000                    | 4,1                                                    | 8,2  | 12,2 | 16,3 | 20,4 | 24,0 |
| 7000                    | 4,8                                                    | 9,5  | 14,3 | 19,0 | 23,8 | —    |
| 8000                    | 5,5                                                    | 10,9 | 16,4 | 21,8 | —    | —    |
| 9000                    | 6,2                                                    | 12,3 | 18,5 | 24,6 | —    | —    |
| 10000                   | 6,8                                                    | 13,5 | 20,4 | —    | —    | —    |
| 11000                   | 7,5                                                    | 15,0 | 22,4 | —    | —    | —    |
| 12000                   | 8,2                                                    | 16,3 | 24,5 | —    | —    | —    |

sich die entsprechende Korrektur der Zahlen der vorstehenden Tabelle, wenn man sie mit den Zahlen der nachstehenden Tabelle XVI. multiplicirt, die sich durch Einführung der bezüglichen Werthe von  $a$  in Formel (20) ergeben:

Tabelle XVI.

| Admission in<br>pr. Cent des<br>Kolbenlaufs | 20   | 30   | 40   | 50   | 60   | 70   |
|---------------------------------------------|------|------|------|------|------|------|
| Multiplicator                               | 0,81 | 0,87 | 0,93 | 1,00 | 1,07 | 1,13 |

Diese Tabelle giebt auch zugleich ein Bild, in welchem Verhältnisse sich der Wasserverbrauch und damit der Coke-Verbrauch für die Einheit der mechanischen Arbeit vermindert oder vermehrt, je nachdem man die Locomotive für kleinere oder grössere Dampf-Admissionen benutzt, auf Seite 70 u. s. f. ist der Nutzen der Expansion indess schon eines Weitem erörtert.

Es wird durch die vorstehenden Auseinandersetzungen im Allgemeinen klar sein, welche Verhältnisse für die Dimensionen von Locomotiven obwalten müssen, wenn sie



geeignet sein sollen, bestimmt vorgeschriebene Maximal-Arbeitsleistungen zu vollbringen. Es ist aber wohl zu bedenken, dass die Grössen-Ausdehnung der ganzen Locomotive an bestimmte Grenzen gebunden ist, welche sich durch die Beschränktheit des Spurmaasses, den zulässig erachteten Radstand und das Gewicht finden, womit die Bahnschienen durch eine einzelne Achse belastet werden können, und damit kommt man für die zu leistende mechanische Arbeit bald an einer Grenze an, die mit der dem Kessel möglicher Weise zu gebenden Rost- und Heizfläche zusammenfällt.

Innerhalb dieser Grenze kann man die mechanische Arbeit der Locomotiven beliebig ausnutzen und es ist Sache der Konstruktion der Maschine, sie entweder zur Entwicklung grosser Geschwindigkeit oder aber zur Leistung grosser Zugkraft besonders geeignet zu machen. Diese Konstruktions-Unterschiede geben Personenzug-Locomotiven, Locomotiven für gemischte Züge und Locomotiven für reine Last- und Güterzüge ihre Bedeutung und nothwendigen Eigenschaften; man findet für ihre Festsetzung praktische Anhaltspunkte einmal in der für solche Züge üblichen Fahrtgeschwindigkeit, alsdann aber in der Kolbengeschwindigkeit der Maschine.

Als reine Fahrtgeschwindigkeit der Bahnzüge verlangt man in der Regel

|                         |                                      |
|-------------------------|--------------------------------------|
| für Personenzüge        | 6—8, selten 10 geogr. Meilen pr. St. |
| für gemischte Züge      | 4—6 geographische Meilen pr. St.     |
| für Last- und Güterzüge | 2—4 geogr. Meilen pr. Stunde,        |

auf Bahnen mit starken Steigungen und scharfen Curven werden Personenzüge selten rascher als mit 6 geogr. Meilen pr. St. gefahren, während man für schwere Güterzüge selten über 3 geogr. Meilen hinausgeht.

Die Kolbengeschwindigkeit der Maschine betreffend, so wird dieselbe zweckmässig in den Grenzen von 200 Fuss bis 600 Fuss pr. Minute gehalten. Kleinere Kolbengeschwindigkeiten gestatten keine völlig ökonomische Dampfproduktion, weil bei zu langsamer Exhaustion kein genügendes Vacuum in der Rauchkiste hergestellt werden kann. Grössere Kolbengeschwindigkeiten bedingen einen zurossen Rückdruck auf die Dampfkolben und beeinträchtigen die Stabilität der Maschine bedeutend, indem sie zu grosse Horizontal- und Vertikalstörungen hervorrufen, welche sich durch Gegengewichte in den Triebrädern und andere Mittel nicht mehr hinreichend ausgleichen lassen. Berücksichtigt man ausserdem, dass Güterzug-Locomotiven in der Regel



grösser sind, als Personenzug-Locomotiven und namentlich durch einen grösseren schwereren Bewegungs-Mechanismus, als Kolben, Pläul- und Kuppelstangen, mehr Veranlassung zur Instabilität geben, dass es bei Güterzug-Locomotiven auch besonders auf eine grosse Zugkraft und damit auf die Erzielung einer möglichst grossen effektiven Dampfpresung in den Cylindern ankommt, die, wie man früher aus den Ableitungen von den Dampf-Diagrammen gesehen hat, durch die Geschwindigkeit der Dampfkolben immer etwas beeinträchtigt wird, so wird man es angezeigt finden, die Kolbengeschwindigkeit für Güterzug-Locomotiven auf 200 bis 450 Fuss pr. Minute zu beschränken, während diese Geschwindigkeit für Personenzug-Locomotiven zweckmässiger in den Grenzen von 400 bis 600 Fuss pr. Min. gehalten wird. Für Locomotiven gemischter Züge hält man die Kolbengeschwindigkeit am besten in den Grenzen von 300 bis 500 Fuss pr. Minute.

Vergleicht man nun die für die verschiedenen Bahnzüge gebräuchlichen oder als zweckmässig erachteten Fahrtgeschwindigkeiten mit den für die Locomotiven als zulässig erachteten Kolbengeschwindigkeiten, so findet sich, dass das Verhältniss zwischen Kolbenhub und Triebraddurchmesser für die verschiedenen Locomotiven in folgenden Grenzen angeordnet werden muss:

- für Personenzug-Locomotiven  $= 1 : 3\frac{1}{2}$  bis  $1 : 4$ ,
- „ Locomotiven für gemischte Züge  $= 1 : 2\frac{1}{2}$  bis  $1 : 3\frac{1}{2}$ ,
- „ Güter- und Lastzug-Locomotiven  $= 1 : 2$  bis  $1 : 3$ .

Bei den gegenwärtig an Locomotiven gemachten Anforderungen und ihrer gebräuchlichen Constructionsart und Grösse sind es zweckmässige Verhältnisse, wenn man für die Kesselconstruction einen Arbeitsdruck von 100 Pfd. pr.  $\square$ “ voraussetzt und den Kessel mit einer Rostfläche von 9 bis 15  $\square$  und einer Heizfläche von 800 bis 1400  $\square$  ausrüstet. Locomotiven mit solchen Kesseln sind zur Entwicklung einer mechanischen Arbeit befähigt, die erst bei 250 und resp. 500 Pferdekraften ihre Grenze findet, was für horizontale Bahn genommen, 6500 bis 13000 engl. Meilen-Tonnen oder 28000 bis 56000 deutschen Meilen-Centnern pr. Stunde nahezu gleichkommt.

Es ist Sache der Construction des Mechanismus der Maschine und der Anordnung ihres Wagens die Locomotive geeignet zu machen, dass jene mechanische Arbeit entweder vorzugsweise auf Zugkraft oder vorzugsweise auf Geschwindigkeit ausgenutzt werden kann, und es werden



die nachfolgenden Bemerkungen genügen, um unter Hinweis auf alles früher Gesagte die weitem Constructions-Verhältnisse der verschiedenen Locomotiven zu begründen:

Personenzug-Locomotiven mit einfacher Triebachse werden nur auf horizontalen oder solchen Bahnen gebraucht, deren Steigungs-Verhältnisse nicht ungünstiger als 1:100 sind, man giebt ihnen Cylinder von 13—16 Zoll Durchmesser bei 20—22 Zoll Kolbenhub, und macht die Triebräder 6—7 Fuss im Durchmesser gross, während sie zusammen ein Belastungsgewicht von 8—10 Tons haben müssen.

Locomotiven für gemischte Züge, die man auf mehr horizontalen Bahnen zur Beförderung von schweren Personenzügen und schnellen Güterzügen, auf Gebirgsbahnen aber auch für leichte und rasche Personenzüge gebraucht, sind der Regel nach mit 2 Paar gekuppelten Triebrädern von 5—6 Fuss Durchmesser zu construiren, die zusammen ein Belastungsgewicht von 18 bis 22 Tons haben. Den Cylindern dieser Maschinen giebt man 15—17 Zoll Durchmesser bei 22—24 Zoll Kolbenhub.

Locomotiven für Güter- und Lastzüge brauchen für mehr horizontale Bahnen auch nur 2 Paar gekuppelte Triebräder zu haben, während ihnen für Gebirgsbahnen mit starken Steigungen 3 Paar gekuppelte Triebräder gegeben werden müssen. In jedem Falle macht man die Triebräder 4—4½ Fuss im Durchmesser und giebt jeder Triebachse ein Belastungsgewicht von 10—12 Tons. Den Cylindern dieser Maschine giebt man 16—18 Zoll Durchmesser und 24 Zoll Kolbenhub.

Für Bahnen mit sehr starken Steigungen (etwa 1:40) kann ein Triebraddurchmesser von nur 3½ Fuss zweckmässig sein, sofern die resultirende Zugkraft kein Adhäsionsgewicht bedingt, das über die Grenze von 12 Tons pr. Achse hinausgeht. Eben so sind Hublängen des Kolbens von 24—27 Zoll nur dann zu billigen, wenn vermöge der Construction der Maschine das Längen-Verhältniss der Pleulstange zu dieser Hublänge nicht zu ungünstig wird.



















Welkner, G.

Die Locomotive Grundzüge für ihre Constructions-Verhältnisse

Göttingen 1859

A.hydr. 1134

urn:nbn:de:bvb:12-bsb10060236-7